

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία

Μοντελοποίηση Συστημάτων Τριπαραγωγής με  
Μικροστρόβιλο - Επισκόπηση Απόδοσης &  
Θερμοδυναμική Ανάλυση

---

Υπό

Κλωθάκη Ανδρέα

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των  
απαιτήσεων για την απόκτηση του  
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

2014



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ & ΚΕΝΤΡΟ ΠΛΗΡΟΦΟΡΗΣΗΣ  
ΕΙΔΙΚΗ ΣΥΛΛΟΓΗ «ΓΚΡΙΖΑ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ»**

Αριθ. Εισ.: 13125/1  
Ημερ. Εισ.: 12-11-2014  
Δωρεά: Συγγραφέα  
Ταξιθετικός Κωδικός: ΠΤ – ΜΜ  
2014  
ΚΛΩ

© 2014 Κλωθάκης Ανδρέας

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

## **Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:**

Πρώτος Εξεταστής: Δρ. Αναστάσιος Σταμάτης  
(Επιβλέπων) Αναπληρωτής Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο  
Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής: Δρ. Αναστάσιος Σταματέλλος  
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής: Δρ. Νικόλαος Ανδρίτσος  
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

## Ευχαριστίες

Η εργασία αυτή αποτελεί την ολοκλήρωση μίας πολυετούς επίπονης , παραγωγικής αλλά και πιο ευχάριστης περιόδου της ζωής μου. Πρώτα από όλα οφείλω να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής εργασίας, Αναπληρωτή Καθηγητή κ. Σταμάτη Τάσο για την συνεχή, υπομονετική και καθοριστική καθοδήγηση του στην υλοποίηση αυτής της εργασίας όσο και για την γενικότερη συμβουλευτική του δράση τόσο σε ακαδημαϊκό όσο και σε προσωπικό επίπεδο. Πρέπει επίσης να ευχαριστήσω τους εξεταστές Καθηγητή Σταματέλλο Τάσο και τον Καθηγητή Ανδρίτσο Νικόλαο για την προσεκτική ανάγνωση της εργασίας μου. Θα ήθελα ακόμα να ευχαριστήσω τους αδελφικούς φίλους που απέκτησα όλα αυτά τα χρόνια στον χώρο του πανεπιστημίου και ιδιαίτερα τους συγκατοίκους μου οι οποίοι σχημάτισαν μια δεύτερη οικογένεια για μένα στον Βόλο. Τέλος, είμαι υποχρεωμένος να αφιερώσω την εργασία αυτή στους γονείς μου χάρη στην υλική, πνευματική και ψυχολογική στήριξη των οποίων κατάφερα να φτάσω σε αυτό το σημείο.

## Περίληψη

Η εργασία αυτή διαπραγματεύεται την μοντελοποίηση συστημάτων τριπαραγωγής με στόχο την θερμοδυναμική ανάλυση και τον έλεγχο της απόδοσης τους. Επιλέχθηκαν δύο διατάξεις τροφοδοτούμενες από μικροστρόβιλο ισχύος 100kW, η μία με ψύκτη απορρόφησης νερού βρωμιούχου λιθίου μονού σταδίου, ψυκτικής ικανότητας 20 RT, και η άλλη με διπλού σταδίου ψυκτικής ικανότητας 50 RT. Το λογισμικό που χρησιμοποιήθηκε είναι το Aspen Plus, ένα από τα πιο αναγνωρισμένα στην προσομοίωση διεργασιών. Η διαστασιολόγηση των μοντέλων έγινε βάσει των επίσημων τεχνικών πληροφοριών κατασκευαστών μικροστροβίλων και ψυκτών ώστε η προσομοίωση να είναι όσο το δυνατόν πιο ρεαλιστική.

Αφού ελέγχθηκε η σύγκλιση των μοντέλων, δοκιμάστηκαν σε πρότυπες συνθήκες λειτουργίας. Έγινε ανάλυση των θερμοδυναμικών ισοζυγίων, υπολογισμός των συντελεστών απόδοσης και αξιολόγηση βάση της εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι τα συστήματα προσφέρουν υψηλή αποδοτικότητα και καλύπτουν τα κριτήρια TPES. Επιπλέον, έγινε σύγκριση στην χρήση ψύκτη διπλού σταδίου και μονού.

Μέσω του εργαλείου της ανάλυσης ευαισθησίας του Aspen Plus, έγινε έλεγχος των παραμέτρων που επηρεάζουν συνολικά της απόδοσης της τριπαραγωγής. Αυτοί οι παράμετροι είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος, η απόδοση του προθερμαντήρα του αέρα, ο λόγος πίεσης του συμπιεστή και η μερική φόρτιση. Αποδείχθηκε ότι η αύξηση της θερμοκρασίας μπορεί να έχει θετικό αντίκτυπο στην λειτουργία της τριπαραγωγής μέσω της αύξησης της θερμικής απόδοσης. Η μερική φόρτιση και η μειωμένη απόδοση του προθερμαντήρα αποδείχθηκαν ότι δυσχεραίνουν την ολική απόδοση της τριπαραγωγής. Τέλος, αποτυπώθηκε η διττή επίδραση του λόγου πίεσης στην τριπαραγωγή.

Τα αποτελέσματα αποδεικνύουν τις μεγάλες προοπτικές της τριπαραγωγής στο τομέα της εξοικονόμησης ενέργειας, αποκρυπτογραφεί τις παραμετρικές σχέσεις απόδοσης που την χαρακτηρίζουν και θέτει βάσεις για περαιτέρω μελέτες αποδοτικότητας του συστήματος.

## Πίνακας Περιεχομένων

<b>1</b>	<b>Εισαγωγή</b>	<b>10</b>
1.1	Εισαγωγή-Βιβλιογραφική Ανασκόπηση	10
1.2	Στόχος και Δομή της Εργασίας	11
<b>2</b>	<b>Βασικές Αρχές Τριπαραγωγής</b>	<b>12</b>
2.1	Εισαγωγή στην Συμπαραγωγή	12
2.2	Εισαγωγή στην Τριπαραγωγή	14
2.3	Βασικές Αρχές Μικροστροβίλων	16
2.4	Βασικές Αρχές Ψυκτών Απορρόφησης	21
<b>3</b>	<b>Θερμοδυναμική Ανάλυση</b>	<b>30</b>
3.1	Θερμοδυναμική Ανάλυση Μικροστροβίλου	30
3.2	Θερμοδυναμική Ανάλυση Ψύκτη Απορρόφησης	33
3.2.1	Μονού Σταδίου Απορρόφησης	33
3.2.2	Διπλού Σταδίου Απορρόφησης	36
3.3	Θερμοδυναμική Ανάλυση Τριπαραγωγής	38
<b>4</b>	<b>Μοντελοποίηση</b>	<b>40</b>
4.1	Εισαγωγή στο Aspen Plus	40
4.2	Μοντελοποίηση Μικροστροβίλου	42
4.3	Μοντελοποίηση Ψύκτη Απορρόφησης	45
4.3.1	Μοντελοποίηση Μονού Σταδίου Απορρόφησης	45
4.3.2	Μοντελοποίηση Διπλού Σταδίου Απορρόφησης	48
4.4	Μοντελοποίηση Τριπαραγωγής	51
<b>5</b>	<b>Αποτελέσματα Μοντέλων σε πρότυπες συνθήκες</b>	<b>53</b>
5.1	Αποτελέσματα Μικροστροβίλου	53
5.2	Αποτελέσματα Ψυκτών Απορρόφησης	56
5.2.1	Αποτελέσματα Μονού Σταδίου	56
5.2.2	Αποτελέσματα Διπλού Σταδίου	60
5.3	Αποτελέσματα Τριπαραγωγής	63
5.3.1	Τριπαραγωγή με Ψύκτη Μονού Σταδίου	64
5.3.2	Τριπαραγωγή με Ψύκτη Διπλού Σταδίου	65
<b>6</b>	<b>Ανάλυση Ευαισθησίας</b>	<b>66</b>
6.1	Θερμοκρασία Αέρα	66
6.2	Μερική Φόρτιση	69
6.3	Απόδοση Προθερμαντήρα	73
6.4	Λόγος Πίεσης Συμπιεστή	76
<b>7</b>	<b>Θερμοοικονομική Ανάλυση</b>	<b>80</b>
<b>8</b>	<b>Συμπεράσματα</b>	<b>83</b>
<b>9</b>	<b>Βιβλιογραφία</b>	<b>85</b>
<b>10</b>	<b>Παράρτημα</b>	<b>87</b>

## Πίνακας Διαγραμμάτων και Πινάκων

### Διαγράμματα

<b>Διάγραμμα 5.1:</b> Ηλεκτρική παραγωγή μικροστροβίλου σε διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου αέρα.....	54
<b>Διάγραμμα 5.2:</b> Συντελεστές Απόδοσης μικροστροβίλου σε διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου αέρα.....	54
<b>Διάγραμμα 5.3:</b> Απόδοση μικροστροβίλου σε μερική φόρτιση.....	55
<b>Διάγραμμα 5.4:</b> Σχέση Ψυκτικής Ισχύος Ψύκτη Μονού Σταδίου-Θερμοκρασία Νερού Τροφοδοσίας.....	57
<b>Διάγραμμα 5.5:</b> Σχέση Θερμικής Ισχύος Ψύκτη Μονού Σταδίου-Θερμοκρασία Νερού Τροφοδοσίας.....	59
<b>Διάγραμμα 6.1:</b> Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στα ενεργειακά καθήκοντα της τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (σε λειτουργία ψύξης).....	61
<b>Διάγραμμα 6.2:</b> Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στους συντελεστές απόδοσης της τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (σε λειτουργία ψύξης).....	66
<b>Διάγραμμα 6.3:</b> Σύγκριση επίδρασης θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην τριπαραγωγή Ψύκτη Απορρόφησης Μονού και Διπλού Σταδίου.....	67
<b>Διάγραμμα 6.4:</b> Σύγκριση επίδρασης θερμοκρασίας περιβάλλοντος στους συντελεστές απόδοσης Τριπαραγωγής Ψύκτη Απορρόφησης Μονού και Διπλού Σταδίου.....	67
<b>Διάγραμμα 6.5:</b> Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στα ενεργειακά καθήκοντα της τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (σε λειτουργία θέρμανσης).....	68
<b>Διάγραμμα 6.6:</b> Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στους συντελεστές απόδοσης της τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (σε λειτουργία θέρμανσης).....	68
<b>Διάγραμμα 6.7:</b> Μερική Φόρτιση σε Τριπαραγωγή με Ψύκτη μονού σταδίου -Ενεργειακά Καθήκοντα (λειτουργία ψύξης).....	69
<b>Διάγραμμα 6.8:</b> Μερική Φόρτιση σε Τριπαραγωγή με Ψύκτη μονού σταδίου -Συντελεστές Απόδοσης (λειτουργία ψύξης).....	70
<b>Διάγραμμα 6.9:</b> Επίδραση Μερικής Φόρτισης στην Εξοικονόμηση Πρωτογενούς Ενέργειας με Ψύκτη μονού σταδίου -Συντελεστές Απόδοσης (λειτουργία ψύξης).....	71
<b>Διάγραμμα 6.10:</b> Σύγκριση Ψύκτη Απορρόφησης Μονού και Διπλού Σταδίου σε μερική φόρτιση (ενεργειακά καθήκοντα).....	71
<b>Διάγραμμα 6.11:</b> Σύγκριση Ψύκτη Απορρόφησης Μονού και Διπλού Σταδίου σε μερική φόρτιση (συντελεστές απόδοσης).....	72
<b>Διάγραμμα 6.12:</b> Επίδραση Μερικής Φόρτισης στην λειτουργία θέρμανσης.....	72
<b>Διάγραμμα 6.13:</b> Επίδραση απόδοσης προθερμαντήρα στην τριπαραγωγή ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου (λειτουργία ψύξης).....	73
<b>Διάγραμμα 6.14:</b> Επίδραση απόδοσης προθερμαντήρα στους συντελεστές απόδοσης της τριπαραγωγής ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου (λειτουργία ψύξης).....	74
<b>Διάγραμμα 6.15:</b> Σύγκριση επίδρασης προθερμαντήρα στους συντελεστές απόδοσης	



τριπαραγωγής με ψύκτη μονού και διπλού σταδίου .....	74
<b>Διάγραμμα 6.16:</b> Σύγκριση επίδρασης προθερμαντήρα στα ενεργειακά καθήκοντα τριπαραγωγής με ψύκτη μονού και διπλού σταδίου .....	75
<b>Διάγραμμα 6.17:</b> Σύγκριση επίδρασης προθερμαντήρα στα ενεργειακά καθήκοντα τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου σε λειτουργία θέρμανσης.....	75
<b>Διάγραμμα 6.18:</b> Σύγκριση επίδρασης προθερμαντήρα στους συντελεστές απόδοσης τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου σε λειτουργία θέρμανσης.....	76
<b>Διάγραμμα 6.19:</b> Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στα ενεργειακά καθήκοντα τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου.....	77
<b>Διάγραμμα 6.20:</b> Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στους συντελεστές απόδοσης τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου .....	77
<b>Διάγραμμα 6.21:</b> Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στα ενεργειακά καθήκοντα τριπαραγωγής με ψύκτη διπλού σταδίου .....	78
<b>Διάγραμμα 6.22:</b> Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στους συντελεστές απόδοσης τριπαραγωγής με ψύκτη διπλού σταδίου .....	78
<b>Διάγραμμα 6.23:</b> Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στα ενεργειακά καθήκοντα τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (λειτουργία θέρμανσης) .....	79
<b>Διάγραμμα 6.24:</b> Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στους συντελεστές απόδοσης τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (λειτουργία θέρμανσης).....	79

## Πίνακες

<b>Πίνακας 2.1</b> Τυπικά Δεδομένα Απόδοσης Μικροστροβίλων .....	19
<b>Πίνακας 2.2.</b> Σύγκριση ψυκτών απορρόφησης NH <sub>3</sub> και LiBr (τιμές 2010).....	28
<b>Πίνακας 5.1:</b> Αποτελέσματα μικροστροβίλου σε πρότυπες συνθήκες εισόδου αέρα 15°C, 60%RH .....	53
<b>Πίνακας 5.2:</b> Αποτελέσματα ρευμάτων ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου (λειτουργία ψύξης).....	56
<b>Πίνακας 5.3:</b> Αποτελέσματα ρευμάτων ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου (λειτουργία θέρμανσης).....	58
<b>Πίνακας 5.4:</b> Αποτελέσματα ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου σε λειτουργία ψύξης σε πρότυπες συνθήκες.....	60
<b>Πίνακας 5.5:</b> Αποτελέσματα ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου σε λειτουργία θέρμανσης σε πρότυπες συνθήκες.....	62
<b>Πίνακας 5.6:</b> Αποτελέσματα τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου σε λειτουργία ψύξης.....	64
<b>Πίνακας 5.7:</b> Αποτελέσματα τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου σε λειτουργία θέρμανσης.....	64
<b>Πίνακας 5.8:</b> Αποτελέσματα τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου σε λειτουργία ψύξης.....	65

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

## ΕΙΣΑΓΩΓΗ

### 1.1 Εισαγωγή - Βιβλιογραφική Ανασκόπηση

Ο σχεδιασμός θερμικών συστημάτων είναι ένα απαραίτητο θεωρητικό και πρακτικό εργαλείο για το σύγχρονο μηχανικό. Τα τελευταία χρόνια έχει δοθεί ιδιαίτερη έμφαση στο σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση συστημάτων εξ' αιτίας του αυξανόμενου ανταγωνισμού σε παγκόσμιο επίπεδο και της ανάπτυξης νέων τεχνικών και τεχνολογιών. Η βελτίωση της ανταγωνιστικότητας είναι δυνατή μέσω της αποδοτικής χρήσης ενεργειακών πηγών ειδικά σε μία περίοδο όπου η ζήτηση για ορυκτά καύσιμα έχει κορυφωθεί. Ταυτόχρονα, είναι απαραίτητη και η υιοθέτηση καθαρών περιβαλλοντικών τεχνολογιών για λόγους μακροπρόθεσμης ανταγωνιστικότητας και περιορισμού των περιβαλλοντολογικών προβλημάτων.

Στα πλαίσια αυτά, σημαντικό ποσοστό του ερευνητικού ενδιαφέροντος έχει στραφεί στην μελέτη συστημάτων τριπαραγωγής. Ο συνδυασμός μιας μονάδας συμπαραγωγής με ένα σύστημα απορρόφησης επιτρέπει τη χρήση της θερμικής ενέργειας τόσο για την κάλυψη θερμικών φορτίων και ψυκτικών φορτίων. Τα καυσαέρια του κυκλώματος συμπαραγωγής λειτουργούν σαν θερμή πηγή ενέργειας για τους ψύκτες απορρόφησης, έτσι γίνεται αξιοποίηση της θερμικής ενέργειας έως και κατά 90%. Επιπλέον, πρόκειται για σύστημα περιβαλλοντικά φιλικό με χαμηλούς ρύπους και απουσία τοξικών εργαζόμενων μέσων.

Ήδη από την δεκαετία του 90 έχει δοθεί βάρος στην θερμοδυναμική ανάλυση της τριπαραγωγής. Ενδεικτικές, είναι οι δημοσιεύσεις των K. C. Ng [18], Armando Huicochea [16] και οι εξεργειακές αναλύσεις των M.M. Talbia [17], Abdul Khaliq [24]. Επίσης ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι θερμοοικονομικές προσεγγίσεις όπως αυτή του Ozgur Balli [25]. Οι περισσότερες εργασίες όμως επικεντρώνονται στην μοντελοποίηση συστημάτων και στην ανάλυση της απόδοσης τους, είτε πειραματικά είτε με αριθμητικές μεθόδους. Τέτοιες εργασίες είναι των M. Badami [20], Joan Carles Bruno [21], Y.T. Ge [22], Adrian Vidal [19] και C. Brandoni[3].

Κίνητρο για αυτή την εργασία αποτέλεσαν οι δημοσιεύσεις του C. Sommers [1] και [2], ο οποίος κατάφερε να σχεδιάσει αξιόπιστα μοντέλα ψυκτών απορρόφησης στο Aspen Plus. Πρόκειται για ένα λογισμικό προσομοίωσης διεργασιών μόνιμης ροής φιλικό προς τον χρήστη και με πληθώρα εργαλείων επεξεργασίας των αποτελεσμάτων μοντελοποίησης, με εφαρμογές στην πανεπιστημιακή έρευνα και βιομηχανία. Βασίζεται σε μια πλούσια βιβλιοθήκη μεθόδων προσομοίωσης και μοντέλων συσκευών διεργασιών σε κώδικες Fortran που δίνουν την δυνατότητα στον χρήστη να μοντελοποιεί περίπλοκες διαδικασίες με ακρίβεια και ευκολία.

Εκμεταλευόμενοι αυτά τα μοντέλα, τα οποία αφού αναβαθμίστηκαν και τροποποιήθηκαν ενσωματώθηκαν μαζί με ένα μοντέλο μικροστροβίλου σε ένα σύστημα τριπαραγωγής. Έτσι έγινε δυνατή η ανάλυση της απόδοσης και της λειτουργίας τριπαραγωγών σε διαφορετικές συνθήκες και η σύγκριση διαφορετικών διατάξεων.

## 1.2 Στόχος και Δομή της εργασίας

Στόχος της εργασίας ήταν η μοντελοποίηση συστημάτων τριπαραγωγής με χρήση του λογισμικού Aspen Plus, η θερμοδυναμική ανάλυση τους και ο έλεγχος της απόδοσης τους. Καθώς το Aspen πρόκειται για ένα πολύ αξιόπιστο πρόγραμμα που προσφέρει ποικίλα εργαλεία επεξεργασίας των δεδομένων, ο σχεδιασμός σκόπευσε στην διερεύνηση της απόδοσης του συστήματος τόσο σε πρότυπες σταθερές συνθήκες όσο και σε μεταβολές παραμέτρων, με απώτερο στόχο την εξακρίβωση της αποτελεσματικότητας και βιωσιμότητας του συστήματος, τον καθορισμό των παραμετρικών σχέσεων απόδοσης και την σύγκριση διαφορετικών διατάξεων. Η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε παρουσιάζεται παρακάτω.

Στο κεφάλαιο 2 γίνεται μία εισαγωγή στις έννοιες της συμπαραγωγής και τριπαραγωγής. Παρουσιάζονται οι βασικές πληροφορίες και οι αρχές λειτουργίας του μικροστροβίλου και των ψυκτών απορρόφησης. Γίνεται σύγκριση των διαφορετικών διατάξεων ψύξης απορρόφησης και τονίζονται τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα της τριπαραγωγής.

Στο κεφάλαιο 3 γίνεται θεωρητική θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος. Αναπτύσσονται τα ισοζύγια μάζας, ενθαλπίας και εξέργειας κάθε συσκευής. Γίνεται ορισμός των συντελεστών απόδοσης και λειτουργίας κάθε διάταξης. Ακόμη, ορίζεται το κριτήριο εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας TPES για την αξιολόγηση της τριπαραγωγής.

Στο κεφάλαιο 4 γίνεται αρχικά μία εισαγωγή στο λογισμικό του Aspen Plus. Περιγράφεται η μέθοδος μοντελοποίησης του μικροστροβίλου, των ψυκτών απορρόφησης μονού και διπλού σταδίου και η ενσωμάτωση τους στο μοντέλο της τριπαραγωγής. Ορίζονται τα διαγράμματα ροής οι παραδοχές απλοποίησης και οι αρχικές συνθήκες και προδιαγραφές κάθε συσκευής.

Στο κεφάλαιο 5 γίνεται πρώτα η αξιολόγηση της σύγκλισης κάθε μοντέλου με τις τεχνικές προδιαγραφές. Στην συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα κατάστασης κάθε σημείου του συστήματος, υπολογίζονται τα ενεργειακά καθήκοντα και οι συντελεστές απόδοσης. Γίνεται σύγκριση στους ψύκτες μονού και διπλού σταδίου και αξιολόγηση της εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας.

Στο κεφάλαιο 6 μέσω του εργαλείου της ανάλυσης ευαισθησίας γίνεται ανάλυση των παραμέτρων που μπορούν να επηρεάσουν την απόδοση του συστήματος. Αρχικά ερευνάται η συμπεριφορά του μοντέλου σε διαφορετικές θερμοκρασίες περιβάλλοντος και σε συνθήκες μερικής φόρτισης του μικροστροβίλου. Στην συνέχεια μελετούνται η σχέση της συνολικής απόδοσης της τριπαραγωγής με την απόδοση του προθερμαντήρα καυσαερίων και το λόγο πίεσης του συμπιεστή.

Τέλος, στο κεφάλαιο 7 συνοψίζονται τα αποτελέσματα και σχολιάζονται οι παραμετρικές σχέσεις απόδοσης. Γίνονται προτάσεις για την εξέλιξη των μοντέλων και θέτονται θέματα προς μελλοντική διερεύνηση.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

### Βασικές Αρχές Τριπαραγωγής

#### 2.1 Εισαγωγή στην Συμπαραγωγή

Η ανάγκη μείωσης κατανάλωσης ορυκτών καυσίμων και η αντιμετώπιση των σοβαρών περιβαλλοντικών προβλημάτων εξαιτίας των ρύπων αυτών έχουν στρέψει τους μηχανικούς στην πιο εντατική μελέτη της απόδοσης των ενεργειακών συστημάτων. Η πιο συνηθισμένη λύση για αύξηση της απόδοσης ενός ενεργειακού συστήματος είναι η συμπαραγωγή. Σύμφωνα με την Κοινοτική Οδηγία 2004/8/ΕΚ, αλλά και τον Ν. 3734/09 Συμπαραγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας (ΣΗΘ) ορίζεται η «ταυτόχρονη παραγωγή χρήσιμης θερμικής ενέργειας και ηλεκτρικής ή / και μηχανικής ενέργειας από την ίδια αρχική πηγή ενέργειας, στο πλαίσιο μόνο μίας διεργασίας». Η κύρια αρχή της Συμπαραγωγής είναι η πλήρης εκμετάλλευση της παραγόμενης θερμότητας, έτσι ώστε να μεγιστοποιηθεί ο συνολικός βαθμός απόδοσης της διεργασίας.

Τα συστήματα Συμπαραγωγής μπορούν να εγκατασταθούν σε ενεργοβόρες βιομηχανίες, στον τριτογενή τομέα (νοσοκομεία, ξενοδοχεία, μεγάλα κτίρια, αθλητικά κέντρα, κλπ), ή να καλύψουν τις θερμικές - ψυκτικές και ηλεκτρικές ανάγκες μιας αστικής περιοχής, μέσω συστημάτων τηλεθέρμανσης - τηλεψύξης. Η κεντρική μονάδα ενός συστήματος Συμπαραγωγής Ηλεκτρισμού και Θερμότητας συνήθως είναι:

1. Μηχανή Εσωτερικής Καύσης (ΜΕΚ)
2. Αεριοστρόβιλος
3. Ατμοστρόβιλος
4. Μονάδα Συνδυασμένου Κύκλου
5. Κυψέλη Καυσίμου

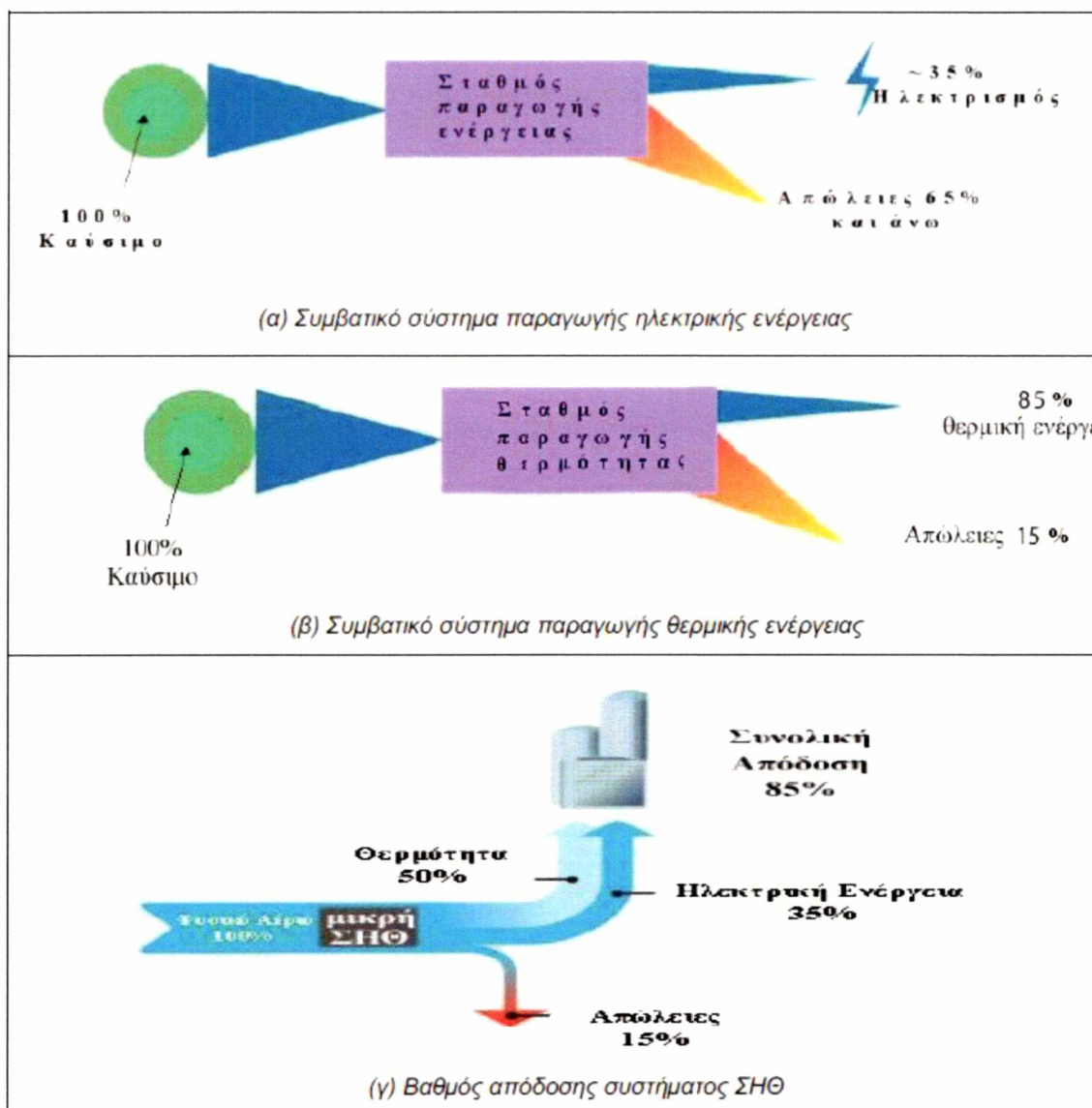
Ως πηγή ενέργειας σε μονάδες Συμπαραγωγής μπορεί να χρησιμοποιηθεί οποιοδήποτε καύσιμο (ορυκτό καύσιμο ή βιομάζα).

Η ΣΗΘ έχει συνολική απόδοση έως 90%. Αυτό κυμαίνεται περίπου στο 30-40% περισσότερο από την ξεχωριστή παραγωγή των συμβατικών καυσίμων και έτσι προκύπτει μείωση της τάξης του 30-40% στην κατανάλωση πρωτογενών καυσίμων και στις εκπομπές CO<sub>2</sub>. Η υψηλή αυτή αποδοτικότητα παρέχει μια οικονομικά ελκυστική τεχνολογία για τους ενεργειακούς καταναλωτές, με ταυτόχρονη ζήτηση τόσο για θερμότητα όσο και για ηλεκτρική ενέργεια. Μια τυπική σύγκριση, ως προς τον βαθμό απόδοσης της ΣΗΘ με τη χωριστή παραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας παρουσιάζει το σχήμα 2.1. (α), (β), (γ).

Η ΣΗΘ βελτιώνει την παροχή ενέργειας προς όλους τους καταναλωτές, ενώ ταυτόχρονα ωφελεί την Εθνική Οικονομία, αφού έχει:

- Αυξημένη απόδοση μετατροπής και χρήσης της Ενέργειας.
- Μικρότερες εκπομπές προς το περιβάλλον, ιδιαίτερα του CO<sub>2</sub>, του σημαντικότερου αερίου στο οποίο οφείλεται η κλιματική αλλαγή.
- Σημαντική εξοικονόμηση οικονομικών πόρων, παρέχοντας πρόσθετη ανταγωνιστικότητα στη βιομηχανία και στις εμπορικές επιχειρήσεις.

- Αποκέντρωση της ηλεκτροπαραγωγής με αποτέλεσμα την οικονομική και κοινωνική ανάπτυξη σε τοπικό επίπεδο
- Αύξηση της αξιοπιστίας ηλεκτροδότησης
- Μειωμένη ανάγκη καυσίμων, σε σχέση με τη χωριστή παραγωγή ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας, μειώνοντας την εξάρτηση από εισαγωγές.
- Αυξημένη απασχόληση, αφού η ανάπτυξη των συστημάτων ΣΗΘ δημιουργεί νέες θέσεις εργασίας.



**Σχήμα 2.1:** Σύγκριση βαθμού απόδοσης συμπαραγωγής με την χωριστή παραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας

## 2.2 Εισαγωγή στην Τριπαραγωγή

Τριπαραγωγή ή Trigeneration (Combined Cool, Heat and Power, CCHP) ορίζεται μία προχωρημένη διαδικασία συμπαραγωγής κατά τη οποία πέρα από ηλεκτρισμό, η παραγόμενη θερμότητα αξιοποιείται τόσο για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης όσο και για ψύξη, είτε για κλιματισμό, είτε για βιομηχανικές διεργασίες. Ένας ψύκτης απορρόφησης συνδέεται με το υπόλοιπο σύστημα συμπαραγωγής για να προσφέρει αυτή την λειτουργία.

Τα πλεονεκτήματα της τριπαραγωγής είναι:

- Ανεξάρτητη παραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας υψηλής απόδοσης
- Μείωση κατανάλωσης καυσίμου και ενεργειακών κοστών
- Μείωση ηλεκτρικής κατανάλωσης κατά την περίοδο αιχμής του καλοκαιριού
- Δυνατότητα παραγωγής ζεστού νερού χρήσης, ατμού και θέρμανσης
- Σημαντική μείωση στην εκπομπή αερίων του θερμοκηπίου
- Απουσία επιβλαβών χημικών καθώς το νερό χρησιμοποιείται συνήθως σαν ψυκτικό
- Αυξάνει την ενεργειακή απόδοση των κτιριακών εγκαταστάσεων

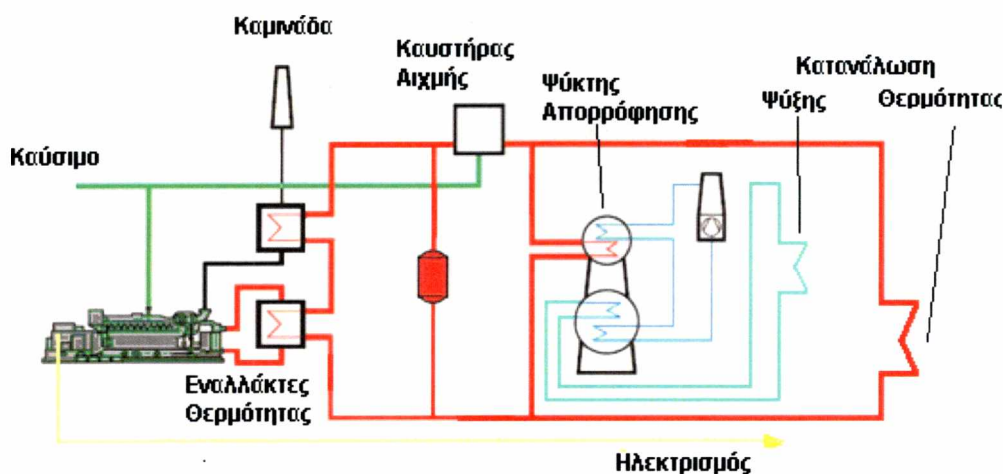
Η τριπαραγωγή προσφέρει ενέργεια σε τρεις μορφές:

1. Ηλεκτρισμό
2. Θερμότητα
3. Νερό ψύξης

Ο ψύκτης απορρόφησης δίνει την δυνατότητα αξιοποίησης της περίσσιας θερμότητας της συμπαραγωγής. Υπάρχουν διάφοροι τρόποι τροφοδότησης αυτής της θερμότητας στον ψύκτη: α)μέσω του ζεστού νερού από το σύστημα ψύξης της διάταξης της συμπαραγωγής β)με ατμό που παράγεται από την θέρμανση του νερού ψύξης του κυκλώματος από τα καυσαέρια της γεννήτριας γ)απευθείας από τα καυσαέρια της γεννήτριας δ) με ξεχωριστό καυστήρα. Μέχρι και το 80% της παραγόμενης θερμότητας μπορεί να μετατραπεί με τον ψύκτη απορρόφησης σε κλιματισμό ή βιομηχανική ψύξη. Με αυτό τον τρόπο η συνολική ενεργειακή απόδοση της διάταξης αυξάνεται σημαντικά.

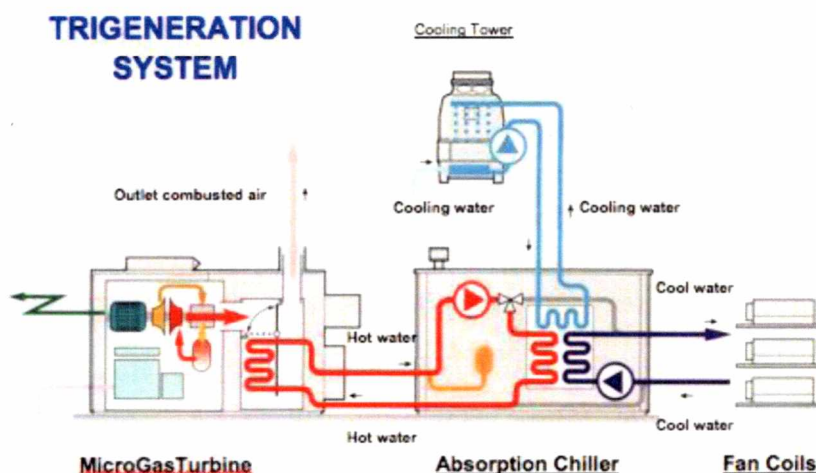
Παγκοσμίως, δίνεται έμφαση στην προστασία από την κλιματική αλλαγή και την οικονομική παραγωγή πρωτεύουσας ενέργειας. Η τριπαραγωγή αποδεικνύεται μία πολύ καλή λύση για οικονομική, αποδοτική και περιβαλλοντικά φιλική παραγωγή θερμότητας, ψύξης και ηλεκτρισμού για όλη την διάρκεια του έτους. Για αυτό τον λόγο όλο και περισσότερες εγκαταστάσεις τριπαραγωγής κατασκευάζονται διεθνώς. Ειδικά σε χώρες με μεσογειακό κλίμα όπως η Ελλάδα, όπου η ανάγκη για ψύξη είναι μεγάλη για ένα σημαντικό διάστημα του έτους η τριπαραγωγή φαίνεται μία ελκυστική επιλογή. Η χρονική περίοδος κατά την οποία απαιτείται

Θέρμανση των κτηρίων στην Ελλάδα είναι σχετικά μικρή (της τάξεως των 5 μηνών). Έτσι, η εφαρμογή της ΣΗΘ στον κτηριακό τομέα αποκλειστικά για κάλυψη των θερμικών φορτίων είναι αντικοινομική, λόγω των περιορισμένων ετήσιων ωρών λειτουργίας. Τα κτήρια αυτά όμως έχουν ανάγκη για ψύξη για ένα αρκετά μεγάλο χρονικό διάστημα. Ψύξη μπορεί να παραχθεί από τη θερμότητα ενός σταθμού ΣΗΘ, μέσω των κύκλων απορρόφησης ή προσρόφησης, με μονάδες τριπαραγωγής. Γενικά, χρησιμοποιείται σε κτήρια με ταυτόχρονες συνεχείς ανάγκες για ηλεκτρισμό και θέρμανση ή/και ψύξη που υπερβαίνουν τις 4.500÷5.000 ώρες ετησίως.



Σχήμα 2.2 Διάγραμμα απεικόνισης συστήματος τριπαραγωγής

Η εργασία αυτή θα επικεντρωθεί στην μελέτη συστημάτων τριπαραγωγής μικρής κλίμακας τροφοδοτούμενα από μικροστρόβιλο (Σχήμα 2.3). Τέτοιες είναι διατάξεις που ικανοποιούν ενεργειακές ανάγκες κτιριακών εγκαταστάσεων με ηλεκτροπαραγωγή που δεν ξεπερνάει τα 200 kW ενώ παρουσιάζουν ηλεκτρικό βαθμό απόδοσης 25÷35%, θερμικό βαθμό απόδοσης 40 ÷50% (στην περίπτωση της εγκατάστασης συστήματος ανάκτησης θερμότητας έως και 65%) και ολικό βαθμό απόδοσης 70 ÷ 80%. Σε τέτοιες εγκαταστάσεις συνήθως γίνεται χρήση μικροστρόβιλου δηλαδή αεριοστρόβιλου μικρών διαστάσεων ηλεκτρικής ισχύος 25 kW με 250kW. Ακολουθεί η αναλυτικότερη περιγραφή των αρχών των δύο βασικών μερών της τριπαραγωγής, του μικροστρόβιλου και του ψύκτη απορρόφησης.



Σχήμα 2.3: Διάταξη τριπαραγωγής μικρής κλίμακας με μικροστρόβιλο

## **2.3 Βασικές Αρχές Μικροστροβίλων**

### **Εισαγωγή στους μικροστροβίλους**

Οι μικροστρόβιλοι αποτελούν μικρές γεννήτριες ηλεκτρισμού οι οποίοι καίνε αέρια και υγρά καύσιμα που δημιουργούν υψηλής ταχύτητας περιστροφή περιστρέφοντας μία ηλεκτρογεννήτρια. Η σχετικά νέα τεχνολογία των μικροστροβίλων προέρχεται από την εξέλιξη εφαρμογών αεριοστροβίλων στην αυτοκινητοβιομηχανία και σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής και διαδόθηκε εμπορικά μετά το 2000. Το εύρος ισχύος των μικροστροβίλων είναι από 30kW έως 250 kW ενώ των συνηθισμένων αεριοστροβίλων είναι από 500kW μέχρι 350MW. Χαρακτηρίζονται από υψηλές ταχύτητες και όπως οι μεγαλύτεροι αεριοστροβίλοι μπορούν να χρησιμοποιηθούν στην ηλεκτροπαραγωγή, συμπαραγωγή και τριπαραγωγή. Μπορούν να λειτουργήσουν με μεγάλη ποικιλία καυσίμων όπως φυσικό αέριο, βιοαέριο, κηροζίνη, ντίζελ, βενζίνη και διυλισμένο ζεστό πετρέλαιο. Σε εγκαταστάσεις ανάκτησης ενέργειας μπορούν ακόμα να χρησιμοποιηθούν απόβλητα καυσαέρια που σε διαφορετική περίπτωση θα αποβάλλονταν στην ατμόσφαιρα για παράδειγμα σε εφαρμογές υγειονομικής ταφής, ανθρακορυχεία και γεωτρήσεις πετρελαίου. Προσφέρουν αξιοπιστία σε εφαρμογές συμπαραγωγής και ηλεκτροπαραγωγής σε κτίρια του τριτογενή τομέα και ελαφριές βιομηχανικές διεργασίες. Ειδικά στην περίπτωση της συμπαραγωγής η εκλυόμενη θερμότητα από τον μικροστρόβιλο μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ζεστού νερού, ψύξης με απορρόφηση ή να τροφοδοτήσει άλλες βιομηχανικές διεργασίες.

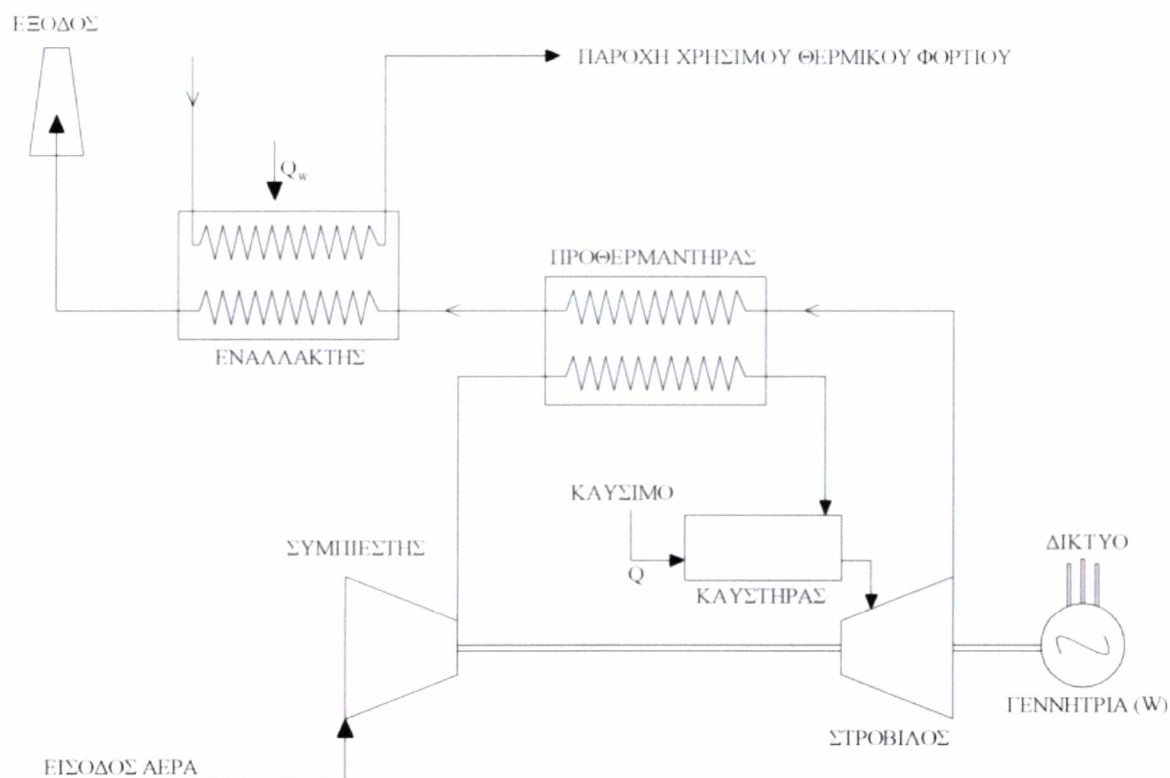
### **Περιγραφή λειτουργίας**

Οι μικροστρόβιλοι είναι μικροί αεριοστρόβιλοι, τα βασικά μέρη των οποίων είναι ο συμπιεστής, ο θάλαμος καύσης, ο στρόβιλος, η ηλεκτρογεννήτρια και ένας εσωτερικός εναλλάκτη θερμότητας που ονομάζεται προθερμαντήρας (recuperator). Οι περισσότεροι περιέχουν έναν ακόμα εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας για θέρμανση νερού από τα καυσαέρια για διατάξεις συμπαραγωγής. Ο συμπιεστής συμπιέζει τον εισερχόμενο αέρα και στην συνέχεια θερμαίνεται στον προθερμαντήρα από τα καυσαέρια του στροβίλου. Έπειτα, ο αέρας αναμιγνύεται με το καύσιμο στον καυστήρα και τα ζεστά καυσαέρια εκτονώνονται στον στρόβιλο τροφοδοτώντας την γεννήτρια. Η εκτόνωση στον στρόβιλο τροφοδοτεί επίσης και την λειτουργία του συμπιεστή. Υπάρχουν δύο μορφές διάταξης. Στην μονοαξονική διάταξη ο συμπιεστής είναι συνδεδεμένος άμεσα στον ίδιο άξονα με το στρόβιλο και την γεννήτρια, ενώ στην διαξονική υπάρχει ένα δεύτερος βοηθητικός στρόβιλος που τροφοδοτεί τον συμπιεστή. Στο σχήμα 2.4 παρουσιάζεται η διάταξη και ο τρόπος λειτουργίας ενός μικροστροβίλου.

Οι μικροστρόβιλοι λειτουργούν στο ίδιο θερμοδυναμικό κύκλο Brayton όπως οι μεγαλύτεροι αεριοστρόβιλοι. Ο αέρας συμπιέζεται, θερμαίνεται και εκτονώνεται με αποτέλεσμα την παραγωγή ενέργειας. Το έργο εκτόνωσης εξαρτάται αναλογικά από την απόλυτη θερμοκρασία, και την πίεση του αέρα μέσα στον στρόβιλο. Επομένως, είναι επιθυμητές όσο τον δυνατόν



υψηλότερες θερμοκρασίες και λόγοι πίεσης για υψηλότερη αποδοτικότητα και ισχύ, τηρώντας πάντα τους κατασκευαστικούς περιορισμούς του εξοπλισμού.



**Σχήμα 2.4:** Διάταξη και τρόπος λειτουργίας μικροστροβίλου

## Βασικά συστατικά μέρη μικροστροβίλου

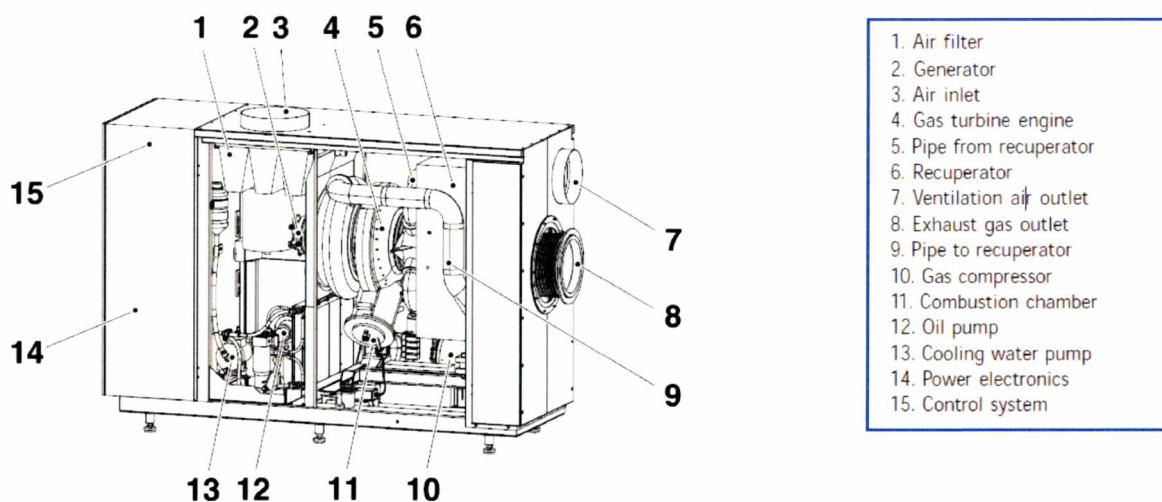
### Συμπιεστής (compressor) -Στρόβιλος (turbine)

Το πακέτο συμπιεστή στροβίλου είναι η «καρδιά» του μικροστροβίλου, που είναι συνήθως συνδεδεμένα μονοαξονικά μαζί με την ηλεκτρογεννήτρια. Δύο ρουλεμάν στηρίζουν την μοναξονική σύνδεση. Η μονοαξονική σύνδεση χαρακτηρίζεται από μειωμένες ανάγκες συντήρησης και αυξημένη αξιοπιστία. Στην διαξονική σύνδεση, ο ένας άξονας συνδέει τον συμπιεστή με ένα βοηθητικό στρόβιλο και ένας άλλος συνδέει τον στρόβιλο με το πακέτο ταχυτήτων και την γεννήτρια παράγοντας ηλεκτρική ενέργεια συχνότητας 60Hz. Η διαξονική σύνδεση χαρακτηρίζεται από περισσότερα κινούμενα μέρη, αλλά δεν απαιτεί περίπλοκα ηλεκτρονικά για τον έλεγχο της γεννήτριας.

Οι μικροστροβίλοι βασίζονται σε μονοβάθμιους ακτινικούς συμπιεστές και στροβίλους σε αντίθεση με τους αεριοστροβίλους μεσαίου και μεγάλου μεγέθους που βασίζονται σε

πολυβάθμιους ακτινικούς. Η ακτινική ροή διαχειρίζεται με σχετικά υψηλή απόδοση τις μικρές ογκομετρικές ροές του αέρα και των καυσαερίων. Σε γενικές γραμμές, η πολυβάθμια αξονική ροή είναι πιο αποτελεσματική αλλά στο εύρος των ροών που λειτουργούν οι μικροστροβίλοι, από 0,22 kg/s μέχρι 2,2 kg/s, η αξονική ροή προσφέρει την υψηλότερη απόδοση λόγω των ελάχιστων επιφανειακών απωλειών.

Η αξονική ταχύτητα των μικροστροβίλων κυμαίνεται από 70000 rpm μέχρι 80000 rpm. Δεν υπάρχει κάποιος απόλυτος κανόνας για την αξονική ταχύτητα, καθώς τα σχεδιαστικά χαρακτηριστικά κάθε μικροστροβίλου επηρεάζουν το φυσικό μέγεθος των συστατικών του μερών και κατ' επέκταση την αξονική του ταχύτητα. Γενικά, πάντως, στον πιο συνήθη αεροδυναμικό σχεδιασμό, καθώς αυξάνεται η ισχύς του μικροστροβίλου μειώνεται η αξονική του ταχύτητα, γι αυτό παρατηρούνται στους μικρής ισχύος μικροστροβίλους υψηλές αξονικές ταχύτητες.



**Σχήμα 2.5:** Απεικόνιση τμημάτων μικροστροβίλου

### Γεννήτρια (generator)

Η υψηλής ταχύτητα γεννήτρια αποτελείται συνήθως από ένα μαγνητικό εναλλακτήρα απαιτεί την μετατροπή της υψηλής συχνότητας παραγόμενης ενέργειας (περίπου 1600 Hz) σε 60 Hz για γενική χρήση. Αυτή η συνθήκη οδηγεί στην ανόρθωση της υψηλής συχνότητας εναλλασσόμενου ρεύματος AC σε συνεχές DC και έπειτα στην μετατροπή από συνεχές σε 60 Hz AC. Οι απώλειες από την μετατροπή είναι συνήθως της τάξεως του 5%. Για την εκκίνηση η γεννήτρια μετατρέπεται σε ηλεκτροκινητήρα περιστρέφοντας τον άξονα μέχρι την απαιτούμενη

ταχύτητα για να γίνει η έναυση στον θάλαμο καύσης (combustor). Αν δεν υπάρχει σύνδεση με το δίκτυο χρησιμοποιείται μπαταρία UPS για την εκκίνηση της λειτουργίας του ηλεκτροκινητήρα.

### **Προθερμαντήρας (recuperator)**

Οι προθερμαντήρες είναι εναλλάκτες θερμότητας που χρησιμοποιούν τα ζεστά καυσαέρια του στρόβιλου (τυπικά συνήθως 815 °C) για να προθερμάνουν τον συμπιεσμένο αέρα (τυπικά συνήθως 150 °C) προς τον θάλαμο καύσης. Έτσι, μειώνουν την κατανάλωση του καυσίμου για την θέρμανση του αέρα που θα εισέλθει στον στρόβιλο. Η προθερμαντήρας είναι απαραίτητος για την επίτευξη ανταγωνιστικών συντελεστών απόδοσης. Με βάση τα δεδομένα λειτουργίας των μικροστρόβιλων, οι προθερμαντήρας μπορεί μέχρι και να διπλασιάσει τον συντελεστή ενεργειακής απόδοσης. Ωστόσο, μπορεί να μειώσει 10 με 15% την παραγωγή ηλεκτρικού έργου λόγω της πτώσης πίεσης στα τοιχώματα του και να μειώσει την αποτελεσματικότητα του μικροστρόβιλου σε εφαρμογές συμπαραγωγής καθώς μειώνει την θερμοκρασία των καυσαερίων.

### **Εκπομπές Ρύπων**

Οι μικροστρόβιλοι έχουν δυνατότητα για πολύ χαμηλές εκπομπές ρύπων. Όλοι οι μικροστρόβιλοι που λειτουργούν με αέρια καύσιμα, χαρακτηρίζονται από προηγμένους καυστήρες φτωχής προανάμιξης που δεν παρατηρούνται σε μεγαλύτερους αεριοστρόβιλους. Επειδή οι μικροστρόβιλοι είναι σε θέση να εκπληρώσουν τις απαιτήσεις εκπομπών με αυτή την ενσωματωμένη τεχνολογία, οι τεχνικές ελέγχου των εκπομπών μετά την καύση, δεν χρειάζονται. Οι πρωτογενείς τους ρύποι είναι οξείδια του αζώτου (NO<sub>x</sub>), μονοξείδιο του άνθρακα (CO) και άκαυστοι υδρογονάνθρακες. Παράγουν επίσης μια αμελητέα ποσότητα του διοξειδίου του θείου (SO<sub>2</sub>). Οι μικροστρόβιλοι είναι σχεδιασμένοι να επιτυγχάνουν τον στόχο των χαμηλών εκπομπών σε πλήρες φορτίο. Οι εκπομπές είναι συχνά υψηλότερες όταν λειτουργούν σε μερικό φορτίο.

### **Εφαρμογές Συμπαραγωγής**

Σε λειτουργία συμπαραγωγής, ένας δεύτερο εναλλάκτη θερμότητας μεταφέρει το υπόλοιπο της ενέργειας από τα καυσαέρια σε ένα κύκλωμα θερμού ύδατος. Η θερμότητα των καυσαερίων μπορεί να χρησιμοποιηθεί για έναν αριθμό διαφορετικών εφαρμογών, συμπεριλαμβανομένων νερού θέρμανσης, ψύξη απορρόφησης και εξοπλισμός αφύγρανσης, θέρμανση χώρου και άλλες βιομηχανικές θερμικές διεργασίες. Μερικές εφαρμογές συμπαραγωγής δεν χρησιμοποιούν προθερμαντήρα. Με αυτό τον τρόπο, η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι μεγαλύτερη και έτσι περισσότερη θερμότητα είναι διαθέσιμη για ανάκτηση.

Θερμικά φορτία πιο δεκτικά σε συστήματα συμπαραγωγής σε εμπορικά / δημόσια κτίρια είναι η κεντρική θέρμανση και η παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Το απλούστερο θερμικό φορτίο για τροφοδοσία είναι το ζεστό νερό χρήσης. Η μετατροπή στην υφιστάμενη παροχή ζεστού νερού είναι σχετικά απλή και το φορτίο τείνει να είναι λιγότερο εποχιακά εξαρτώμενο από τη θέρμανση χώρου, και ως εκ τούτου, περισσότερο συμπίπτει με το ηλεκτρικό φορτίο στο κτίριο. Η κάλυψη των αναγκών για θέρμανση χώρων με CHP μπορεί να είναι πιο περίπλοκη. Η κεντρική θέρμανση είναι εκ φύσεως εποχιακή, και παρέχεται με διάφορες μεθόδους στον τριτογενή τομέα, κεντρικό κύκλωμα ζεστού νερού ή ατμός είναι μόνο ένα παράδειγμα. Η απλούστερη εφαρμογή ΣΗΘ με μικροστρόβιλους είναι σε περιπτώσεις όπου η θερμική ενέργεια μεταφέρεται σε μορφή ζεστού νερού, ο λόγος της ζητούμενης ηλεκτρικής με της θερμικής ενέργειας είναι στο εύρος 0,5 έως 2,5 και μέτριες έως πολλές ώρες λειτουργίας (>3000 τον χρόνο).

Ο παρακάτω πίνακας συνοψίζει χαρακτηριστικές τιμές επιδόσεων τυπικών διαθέσιμων εμπορικά μικροστρόβιλων, κατά σειρά Capstone Model 330-30kW, της Ingersoll Rand Energy Systems 70LM-70kW, Bowman TG80-80kW και Turbec T100-100 kW. Τα ποσά θερμότητας και οι αποδόσεις που εμφανίζονται ελήφθησαν από τις προδιαγραφές του κατασκευαστή και δημοσιεύσεις της βιομηχανίας. Οι ηλεκτρικές αποδόσεις δεν περιλαμβάνουν παρασιτικές και απώλειες μετασχηματισμού. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι η απόδοση επηρεάζεται επίσης από τις θερμοκρασίες του αέρα του περιβάλλοντος. Οι υψηλές θερμοκρασίες του αέρα του περιβάλλοντος έχουν ως αποτέλεσμα μια σημαντική μείωση στην απόδοση. Τα παρακάτω αποτελέσματα ελήφθησαν υπό πρότυπη θερμοκρασία αέρα 15°C και σχετική υγρασία 60%.

Cost & Performance Characteristics <sup>13</sup>	System 1	System 2	System 3	System 4
Nominal Electricity Capacity (kW)	30 kW	70 kW	80 kW	100 kW
Net Electrical Capacity (kW) <sup>14</sup>	28	67	76	100
Package Cost (2003 \$/kW) <sup>15</sup>	\$1,280	\$1,070	\$1,100	\$1,000
Total Installed Cost for Power-only (YR 2003 \$/kW)	\$2,263	\$1,658	\$1,663	\$1,526
Total Installed Cost for CHP (YR 2003 \$/kW) <sup>16</sup>	\$2,636	\$1,926	\$1,932	\$1,749
Electric Heat Rate (Btu/kWh), HHV <sup>17</sup>	15,071	13,544	14,103	13,127
Net Electrical Efficiency (%), HHV <sup>18</sup>	22.6%	25.2%	24.2%	26.0%
Fuel Input (MMBtu/hr)	0.423	0.91	1.09	1.31
Required Fuel Gas Pressure (psig) <sup>19</sup>	55	70	85	90
Required Fuel Gas Pressure w/GBC (psig) <sup>20</sup>	0.2-15	0.2-15	0.2-15	0.3-15
<b>CHP Characteristics</b>				
Exhaust Flow (lbs/sec)	0.68	1.60	1.67	1.76
GT Exhaust Temp (degrees F)	530°	450°	500°	520°
Heat Exchanger Exhaust Temp (degrees F) <sup>21</sup>	220°	220°	220°	220°
Heat Output (MMBtu/hr)	0.186	0.325	0.412	0.466
Heat Output (kW equivalent)	54	95	121	136
Total CHP Efficiency (%), HHV <sup>22</sup>	67%	61%	63%	62%
Thermal Output/Fuel Input	0.44	0.36	0.38	0.35
Power/Heat Ratio <sup>23</sup>	0.52	0.70	0.63	0.73
Net Heat Rate (Btu/kWh) <sup>24</sup>	6,795	7,485	7,320	7,300

**Πίνακας 2.1** Τυπικά Δεδομένα Απόδοσης Μικροστρόβιλων

## 2.4 Βασικές Αρχές Ψύκτων Απορρόφησης

Ο ψύκτης απορρόφησης είναι η πρόσθετη συσκευή που αναβαθμίζει ένα σύστημα συμπαραγωγής σε τριπαραγωγή, παράγοντας πέρα από ζεστό νερό χρήσης και ηλεκτρική ενέργεια, ψύξη, είτε για βιομηχανική χρήση, είτε για κατάψυξη, είτε για κλιματισμό εκμεταλλευόμενη την παραγόμενη θερμότητα.

Οι ψύκτες απορρόφησης χρησιμοποιούν τις διεργασίες της συμπύκνωσης-εξάτμισης, για την παραγωγή ψύξης. Διαθέτουν εξατμιστή και συμπυκνωτή, όπου εκτονώνεται το ψυκτικό μέσο. Ωστόσο, αντί του μηχανικού συμπιεστή, οι ψύκτες απορρόφησης χρησιμοποιούν θερμότητα, ως ενεργειακή πηγή π.χ. μονάδα ΣΗΘ. Η θερμότητα αυτή παράγεται είτε με άμεση καύση, με χρήση καυστήρα, είτε με έμμεση καύση, με χρήση ατμού, ζεστού νερού ή από περίσσεια / ανάκτηση θερμότητας. Οι μηχανές απορρόφησης, που είναι διαθέσιμες στο εμπόριο, τροφοδοτούνται με ατμό, ζεστό νερό ή τα αέρια καύσης, που μπορούν να παράγονται και από συστήματα ΣΗΘ.

Στην πιο απλή σχεδίασή της, η μηχανή απορρόφησης αποτελείται από εξατμιστή, συμπυκνωτή, απορροφητή, μια γεννήτρια και μια αντλία διαλύματος.

Στον **εξατμιστή (evaporator)** εκτονώνεται το ψυκτικό υγρό, απορροφώντας θερμότητα υπό χαμηλή πίεση και χαμηλή θερμοκρασία. Έτσι, στο ψυκτικό στοιχείο, παράγεται π.χ. το ψυχρό νερό για τις ανάγκες κλιματισμού ή ψύξης, δηλ. η ψυκτική ισχύς,  $Q_{\psi}$ .

Οι ψυχροί ατμοί του ψυκτικού μέσου απορροφούνται από κάποια ουσία (συνήθως διάλυμα άλατος ή και νερό), στον **«απορροφητή» (absorber)**. Το διάλυμα αυτό είναι θερμό και φτωχό σε ψυκτικό μέσο («ισχυρό»). Γι' αυτό, όταν αναμιγνύεται με τους ατμούς, μπορεί να τους απορροφήσει, συμπυκνώνοντάς τους. Προκύπτει έτσι ένα διάλυμα πλούσιο σε ψυκτικό μέσο («ασθενές»). Κατά τη συμπύκνωση – υγροποίηση των ατμών υπό ενδιάμεση θερμοκρασία (αλλά και εξαιτίας της απορρόφησης των ατμών από το διάλυμα), από το μέσο αποβάλλεται θερμότητα  $Q_A$ .

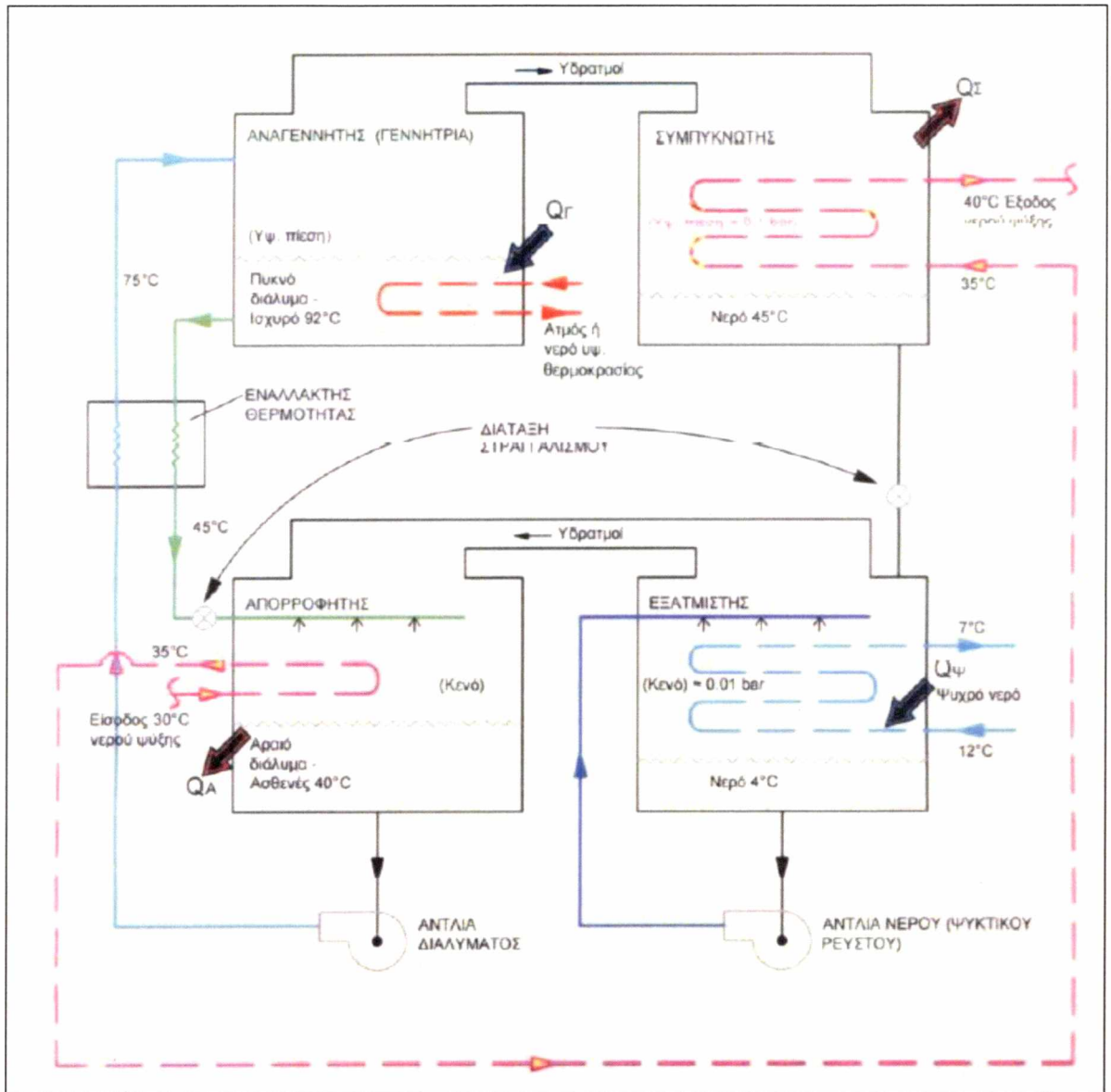
Το «ασθενές» διάλυμα στον απορροφητή μεταφέρεται, με αντλία, σε χώρο υψηλής πίεσης, στον **«αναγεννητή» ή «γεννήτρια» ή «διαχωριστή» (generator - desorber)**. Εκεί προσφέρεται στο διάλυμα θερμότητα  $Q_G$ , υπό υψηλή σχετικά θερμοκρασία, από διαθέσιμη θερμική πηγή, οπότε απελευθερώνεται ατμοποιούμενο το ψυκτικό μέσο. Έτσι, το διάλυμα «αναγεννάται», δηλαδή ξαναγίνεται «ισχυρό» και μπορεί, επιστρέφοντας στον απορροφητή, να απορροφήσει πάλι το εξατμιζόμενο ψυκτικό μέσο. Προηγουμένως στραγγαλίζεται για να αποκτήσει τη χαμηλή πίεση που επικρατεί εκεί.

Οι θερμοί ατμοί του ψυκτικού μέσου που παράγονται στον αναγεννητή-γεννήτρια, οδηγούνται στον **συμπυκνωτή (condenser)** όπου υγροποιούνται, υπό ενδιάμεση θερμοκρασία, αποβάλλοντας θερμότητα  $Q_C$ .

Το υγρό ψυκτικό αναγκάζεται να περάσει στο χώρο του εξατμιστή, μέσω διάταξης στραγγαλισμού, προκειμένου να εκτονωθεί για να επαναληφθεί ο ψυκτικός κύκλος.

Ένας εναλλάκτης θερμότητας παρεμβάλλεται μεταξύ απορροφητή και αναγεννητή, για βελτίωση της λειτουργίας και αύξηση της αποδοτικότητας της ψυκτικής διάταξης. Σ' αυτόν μεταφέρεται θερμότητα από το «ισχυρό» και θερμό διάλυμα του αναγεννητή (πριν μπει στον απορροφητή) στο «ασθενές» και ψυχρό διάλυμα του απορροφητή (πριν έλθει στον αναγεννητή), το οποίο έτσι προθερμαίνεται με αποτέλεσμα να μειώνεται η απαίτηση θερμικής ενέργειας  $Q_G$  που δίνουμε στον αναγεννητή.

Η αποβαλλόμενη θερμότητα από τον απορροφητή και τον συμπυκνωτή μεταφέρεται στο περιβάλλον μέσω ενός κυκλώματος **πύργου ψύξης (cooling tower)**.



**Σχήμα 2.6:** Αρχή λειτουργίας ενός ψυκτικού συστήματος απορρόφησης μονού σταδίου με ψυκτικό μέσο νερό. Οι θερμοκρασίες είναι ενδεικτικές και αφορούν σύστημα νερού – βρωμιούχου λιθίου.

### Μορφές Διατάξεων

Η σχεδίαση που περιγράφηκε παραπάνω πρόκειται γιατί πιο απλή και με την χαμηλότερη απόδοση (διάταξη μονού σταδίου- single effect). Υπάρχουν πολλές παραλλαγές της χρησιμοποιώντας συστήματα απορροφητήρα και γεννήτριας σε σειρά ή με παράλληλη σύνδεση με αποτέλεσμα την αυξημένη απόδοση. Η πιο συνηθισμένη και ευρέως εφαρμοσμένη τέτοια σχεδίαση είναι αυτή του διπλού σταδίου (double effect).

Το σύστημα διπλού σταδίου χρησιμοποιεί δύο συγκροτήματα γεννήτριας-απορροφητήρα σε στάδια (σειρά), προκειμένου να χρησιμοποιήσει τη θερμότητα που παρέχεται περίπου δύο φορές. Η θερμότητα παρέχεται σε περίπου 170°C στην πρώτη γεννήτρια και η θερμότητα που απορρίφθηκε από τον αντίστοιχο συμπυκνωτή χρησιμοποιείται για να δώσει ενέργεια στη δεύτερη γεννήτρια σε χαμηλότερο επίπεδο, της τάξης των 100°C όπως σε συστήματα μονού σταδίου.

### **Περιγραφή Κύκλου Ψύξης Διπλού Σταδίου**

Ο ψύκτης απορρόφησης διπλού σταδίου αποτελείται από ένα εξατμιστή, απορροφητήρα, συμπυκνωτή, υψηλής θερμοκρασίας και χαμηλής θερμοκρασίας γεννήτριες, εναλλάκτες θερμότητας και αντλίες διαλύματος. Κατά τη λειτουργία ψύξης, ο ψύκτης λειτουργεί βασιζόμενος στο γεγονός ότι υπό κενό, το νερό βράζει σε χαμηλή θερμοκρασία. Υπό τυπικές συνθήκες λειτουργίας, αυτό συμβαίνει σε περίπου 4,4 °C, με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται η ψύξη του κρύου νερού που κυκλοφορεί μέσω των σωλήνων του εξατμιστή. Μία αντλία χρησιμοποιείται για τον ψεκασμό του ψυκτικού μέσου (νερό) πάνω στους σωλήνες του εξατμιστή για τη βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας.

Για να καταστεί η διαδικασία ψύξης συνεχής, το ψυκτικό μέσο (νερό) ατμών πρέπει να ανακυκλώνεται. Για να επιτευχθεί αυτό, ένα διάλυμα βρωμιούχου λιθίου (το οποίο χαρακτηρίζεται από υψηλή απορροφητικότητα για το νερό), χρησιμοποιείται για να απορροφά τον υδρατμό στον απορροφητήρα.

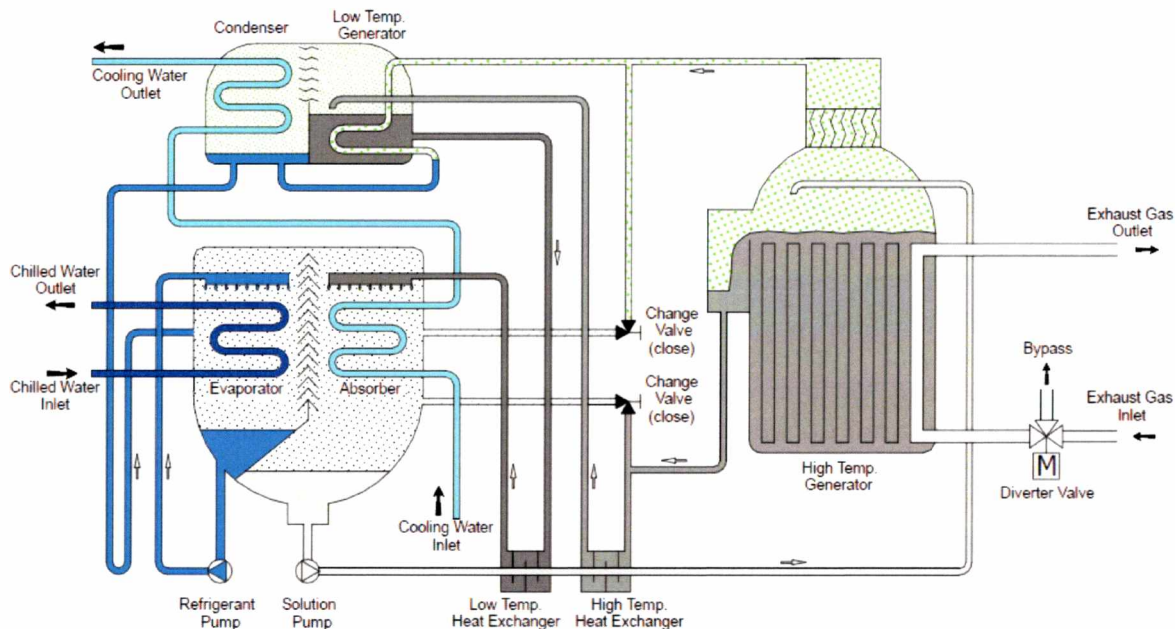
Καθώς αυτή η διαδικασία συνεχίζεται, το βρωμιούχο λίθιο αραιώνεται, μειώνοντας την ικανότητα απορρόφησης του. Μια αντλία στη συνέχεια μεταφέρει το αραιωμένο διάλυμα στις γεννήτριες όπου εκ νέου συμπυκνώνεται σε δύο στάδια (double-effect) αφού προηγουμένως βράσει. Το αραιωμένο διάλυμα αντλείται στη γεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας όπου θερμαίνεται και εκ νέου συμπυκνώνεται σε ένα διάλυμα μέσης συγκέντρωσης από τη θερμότητα των καυσαερίων ή ατμού. Το διάλυμα μέσης συγκέντρωσης από τη γεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας ρέει προς τη γεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας όπου θερμαίνεται και επανασυμπυκνώνεται σε ένα πυκνό διάλυμα από τον ατμό του νερού υψηλής θερμοκρασίας που απελευθερώνεται από το διάλυμα στη γεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας. Καθώς η γεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας ενεργεί ως συμπυκνωτής για την γεννήτρια της υψηλής θερμοκρασίας, η θερμική ενέργεια που εφαρμόζεται για πρώτη φορά στην υψηλή θερμοκρασία χρησιμοποιείται και πάλι στην χαμηλή, μειώνοντας έτσι την είσοδο θερμότητας κατά περίπου 45% σε σύγκριση με ένα ψύκτη απορρόφησης με ένα μόνο στάδιο.

Ο υδρατμός που απελευθερώθηκε στο κέλυφος της γεννήτριας χαμηλής θερμοκρασίας και ο συμπυκνωμένος ατμός από αυτή της υψηλής, εισέρχεται στον συμπυκνωτή για να ψυχθεί και να επιστρέψει σε μια υγρή κατάσταση. Το ψυκτικό στη συνέχεια επιστρέφει στον εξατμιστή για να αρχίσει ένα νέο κύκλο.

Για την απομάκρυνση της θερμότητας από τον ψύκτη, νερό ψύξης από έναν πύργο ψύξης πρώτα κυκλοφορεί μέσω των σωλήνων του απορροφητή για να απομακρυνθεί η θερμότητα εξάτμισης. Το νερό στη συνέχεια κυκλοφορεί μέσω των σωλήνων του συμπυκνωτή. Το πυκνό διάλυμα που συμπυκνώθηκε εκ νέου στην γεννήτρια της χαμηλής θερμοκρασίας ρέει πίσω στον απορροφητήρα για να ξεκινήσει ένα νέο κύκλο.

Για λόγους απόδοσης, το διάλυμα μέσης συγκέντρωσης από την γεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας διέρχεται μέσω του εναλλάκτη θερμότητας διαλύματος υψηλής θερμοκρασίας για την προθέρμανση του αραιωμένου διαλύματος. Το πυκνό διάλυμα από τη γεννήτρια χαμηλής

θερμοκρασίας διέρχεται μέσω του εναλλάκτη θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας για να προθερμάνει το αραιό διάλυμα επίσης, πριν οδηγηθεί στην γεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας.



**Σχήμα 2.7:** Διάταξη ενός ψυκτικού συστήματος απορρόφησης διπλού σταδίου με ψυκτικό μέσο νερό.

### Λειτουργία Θέρμανσης

Πέρα από ψύξη οι σύγχρονοι ψύκτες απορρόφησης μπορούν να προσφέρουν και λειτουργία θέρμανσης. Αυτό επιτυγχάνεται με τρεις τρόπους α) με την προσθήκη ενός εναλλάκτη στην γεννήτρια ο οποίος μεταφέρει την θερμότητα σε ένα κύκλωμα νερού αντί για την διάσπαση του διαλύματος β) με την εκμετάλλευση της θερμότητας που διαφορετικά θα αποβάλλονταν από τον πύργο ψύξης γ) με μία αλλαγμένη διάταξη λειτουργίας που περιγράφεται αμέσως παρακάτω (σχηματικό διάγραμμα 2.8 και 2.9).

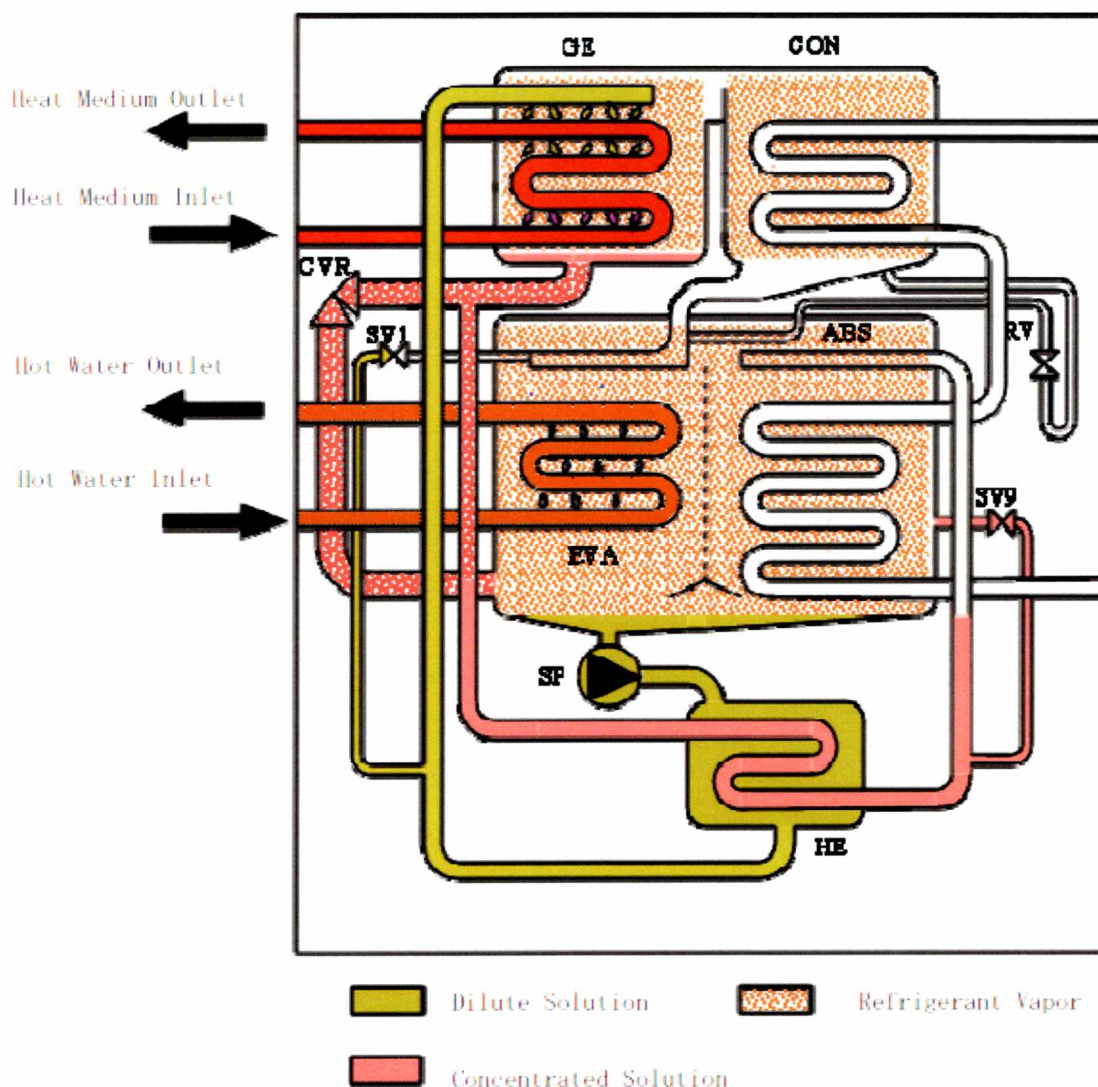
### Λειτουργία Θέρμανσης σε Ψύκτη Απορρόφησης Μονού Σταδίου

Το διάλυμα βρωμιούχου λιθίου(αραιό διάλυμα), αντλείται στη γεννήτρια (GE) από την αντλία διαλύματος (SP) όπου θερμαίνεται στο σημείο βρασμού του από το θερμαντικό μέσο. Οι ατμοί του ψυκτικού (υδρατμοί) απελευθερώνονται από το διάλυμα και ρέει προς τον συμπυκνωτή (CON). Ωστόσο, ο πύργος ψύξης δεν λειτουργεί κατά τη διάρκεια της λειτουργίας θέρμανσης, ώστε ο ατμός του ψυκτικού μέσου να μην συμπυκνώνεται. Ως εκ τούτου, ο θερμό ατμός αφήνεται να ρεύσει διαμέσου του εξαμιστή (EVA), όπου συμπυκνώνεται από το διερχόμενο νερό των coil. Η θερμότητα της συμπύκνωσης μεταφέρεται έτσι στο κυκλοφορών νερό με αποτέλεσμα να αυξάνεται η θερμοκρασία του. Λόγω του μερικού διαχωρισμού του βρωμιούχου λιθίου και του νερού στην (GE), μία αύξηση στη συγκέντρωση λαμβάνει χώρα και το προκύπτον διάλυμα ονομάζεται (Πυκνό διάλυμα). Κατά συνέπεια, το πυκνό διάλυμα ρέει από την (GE) μέσω της βαλβίδας ανοικτής μετάβασης (CVR) προς την βάση του απορροφητή / εξαμιστήρα (ABS) / (EVA). Το πυκνό διάλυμα επιστρέφει σε μια κατάσταση αραιώσης, καθώς το ζεστό ψυκτικό σε υγρή μορφή απορροφάται. Το αραιό διάλυμα συγκεντρώνεται στο κάρτερ του (ABS)



/ (EVA) και στη συνέχεια οδηγείται από την (SP) να επιστρέψει στην (GE) για βρασμό και πάλι, για να επαναλάβει τον κύκλο.

### Heating Cycle



**Σχήμα 2.8:** Λειτουργία θέρμανσης σε ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου.

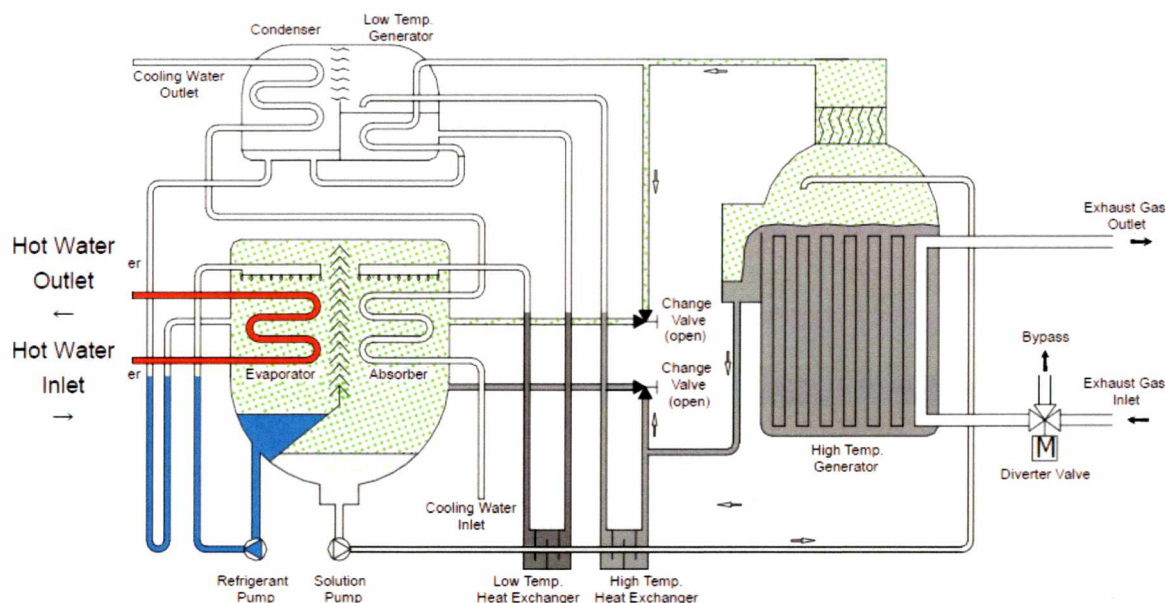
#### Λειτουργία Θέρμανσης σε Ψύκτη Απορρόφησης Διπλού Σταδίου

Κατά τη διάρκεια της λειτουργίας θέρμανσης διπλού σταδίου, ο κύκλος ακολουθεί μια διαφορετική πορεία ροής ατμού από εκείνη στην ψύξη και δεν χρησιμοποιεί την τυπική διαδικασία απορρόφησης. Επιπλέον, το κύκλωμα νερού ψύξης του απορροφητή-συμπυκνωτή από τον πύργο ψύξης αποστραγγίζεται όπως και επίσης η γεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας και έτσι δεν λειτουργεί, αφού όλη η απόρριψη θερμότητας από το μηχάνημα έχει σχεδιαστεί για να λάβει χώρα μέσω του εξατμιστή.

Ο ατμός υψηλής θερμοκρασίας που παράγεται στο τμήμα της γεννήτριας υψηλής θερμοκρασίας οδηγείται κατευθείαν προς τον εξατμιστή μέσω του απορροφητή όπου συμπυκνώνεται και μεταφέρει τη θερμότητά του στο νερό των fan-coil που κυκλοφορεί μέσω

των σωλήνων του εξατμιστή. Αυτό το συμπυκνωμένο νερό στη συνέχεια ρέει προς το τμήμα του απορροφητή όπου αναμιγνύεται με το συμπυκνωμένο διάλυμα που επέστρεψε από την γεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας. Το αραιωμένο διάλυμα στη συνέχεια αντλείται πίσω στη γεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας για να επαναληφθεί ο κύκλος. Οι υψηλές θερμοκρασίες του νερού είναι 60oC (140oF) ως πρότυπο χωρίς πρόσθετα εξαρτήματα και 79oC (175oF) ως μια επιλογή με πρόσθετο εναλλάκτη θερμότητας.

### Hot water temperature at 60°C



**Σχήμα 2.9:** Λειτουργία θέρμανσης σε ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου.

### Σύγκριση τεχνικών χαρακτηριστικών μονού και διπλού σταδίου

Συστήματα μονού σταδίου: Οι περισσότεροι κατασκευαστές προσφέρουν συστήματα μονού σταδίου 100 έως 1500 RT, δηλαδή 350 kWψ - 5200 kWψ. Αυτά μπορούν να τροφοδοτηθούν απευθείας με καυσάερια ή με ατμό θερμοκρασίας από 110 έως 120 oC. Εναλλακτικά, μπορούν να τροφοδοτηθούν με υπέρθερμο νερό στους 115 έως 150oC και με μέγιστη πίεση 9 bar.

Ο συντελεστής συμπεριφοράς (Coefficient of Performance – COP) μιας ψυκτικής διάταξης απορρόφησης, που ορίζεται ως ο λόγος παραγόμενης ψυκτικής  $Q_c$ , προς την προδιδόμενη θερμική ισχύ  $Q_{th}$ , είναι της τάξης του 0,7.

Συστήματα διπλού σταδίου: Τα συστήματα διπλού σταδίου είναι περίπου στο ίδιο φάσμα ψυκτικής ισχύος με αυτά του μονού σταδίου. Η ελάχιστη ικανότητα ψύξης που προσφέρεται στην αγορά είναι λίγο υψηλότερη από αυτή των συστημάτων μονού σταδίου (περί τα 500 kWψ). Ο ατμός είναι το προτιμώμενο μέσο «τροφοδοσίας» για ένα τέτοιο σύστημα, σε πιέσεις από 9÷10 bar, που αντιστοιχεί σε περιοχή θερμοκρασιών 175 έως 185oC. Το σύστημα διπλού σταδίου εκκινεί επίσης και με υπέρθερμο νερό, η θερμοκρασία του οποίου κυμαίνεται μεταξύ 155÷205 °C ή καυσάερια θερμοκρασίας περίπου 160 °C. Ο συντελεστής συμπεριφοράς σε κάθε περίπτωση είναι 0,9 έως 1,2. Αυτό σημαίνει ότι ο πύργος ψύξης που απαιτείται για έναν ψύκτη διπλού σταδίου είναι μικρότερος από ό,τι για έναν μονού σταδίου κατά περίπου 40%.

Η πολυπλοκότητα των ψυκτών διπλού σταδίου έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση του κόστους τους σε αντίθεση με αυτούς του μονού σταδίου. Όλες οι εμπορικά διαθέσιμες μηχανές συστημάτων κύκλου απορρόφησης απορρίπτουν θερμότητα σε ένα κύκλωμα πύργου ψύξης. Στις περισσότερες περιπτώσεις, οι θερμοκρασίες στο κύκλωμα πύργου ψύξης είναι 32÷37°C. Οι μονάδες διπλού σταδίου γενικά προτιμώνται περισσότερο από αυτές του μονού σταδίου, λόγω της αυξημένης ενεργειακής αποδοτικότητας και της μειωμένης κατανάλωσης νερού.

Το κόστος μιας μονάδας ανά kWψ της ψυκτικής ικανότητας εξαρτάται από το μέγεθός της, αλλά γίνεται σχεδόν σταθερό πάνω από 2000 kWψ (σχήμα 2.8). Ένας εμπειρικός κανόνας είναι ότι το σύστημα διπλού σταδίου είναι τουλάχιστον 20% ακριβότερο (μπορεί να φθάσει και στο 30-40% ανάλογα με τη χρήση του συστήματος) από το αντίστοιχο σύστημα μονού σταδίου με την ίδια ικανότητα. Ο λόγος για το υψηλότερο κόστος είναι η επιπλέον γεννήτρια και ο συμπυκνωτής κατά τον σχεδιασμό. Δεύτερος εμπειρικός κανόνας είναι ότι μια μονάδα τροφοδοτούμενη με ζεστό νερό είναι περίπου 25% πιο ακριβή από ότι μία μονάδα ατμού με την ίδια ικανότητα. Η αιτία είναι ότι το μέγεθος των αγωγών, που απαιτούνται για μια δεδομένη παροχή θερμικής ενέργειας στο μηχάνημα απορρόφησης, είναι μεγαλύτερο με ζεστό νερό από ότι με ατμό.

#### **«Ζευγάρια» εργαζόμενων μέσων**

Τα δύο ευρέως πιο χρησιμοποιούμενα ζευγάρια εργαζόμενων μέσων είναι α) νερό (ψυκτικό) και βρωμιούχο λίθιο και β) αμμωνία (ψυκτικό) και νερό

#### **Ψύξη με Απορρόφηση με Συστήματα «Νερού-Διάλυμα Βρωμιούχου Λιθίου (LiBr)»**

Για συστήματα ψύξης «νερού - βρωμιούχου λιθίου», η πηγή θερμότητας πρέπει να είναι σε ελάχιστη θερμοκρασία των 70÷90°C για συστήματα μονού σταδίου (σχήμα 2.6) ενώ λειτουργούν κατά κανόνα σε μερικό κενό. Το ζεύγος «νερού - βρωμιούχου λιθίου» χρησιμοποιείται σε εφαρμογές ψύξης αέρα, όπου απαιτούνται θερμοκρασίες άνω των 0°C. Επιπλέον, το διάλυμα νερού βρωμιούχου λιθίου δεν πρέπει να ψύχεται κάτω των 5 °C επειδή παγώνει και καταστρέφει ανεπανόρθωτα την μονάδα. Το ζευγάρι LiBr-νερού χαρακτηρίζεται από υψηλή ενθαλπία εξάτμισης, είναι μη τοξικό (σε αντίθεση με την αμμωνία) και μη-εύφλεκτο, και έχει αποδείξει μια μακρά επιτυχημένη πορεία σε εμπορικές μηχανές.

#### **Ψύξη με Απορρόφηση με Συστήματα Αμμωνίας - Νερού (NH<sub>3</sub> - H<sub>2</sub>O)**

Τα συστήματα «αμμωνίας-νερού» έχουν σχεδιαστεί κυρίως για βιομηχανικές εφαρμογές ψύξης, π.χ. ψύξη των τροφίμων ή διαδικασία κατάψυξης, με θερμοκρασίες εξάτμισης περίπου στους -60°C. Σε συστήματα που χρησιμοποιούν «αμμωνία - νερό» η θερμική ενέργεια παρέχεται σε θερμοκρασία 100÷120°C (μονού σταδίου). Αυτό το είδος των μηχανών είναι προτιμότερο να χρησιμοποιείται σε θερμοκρασίες κοντά ή χαμηλότερες των 0°C, δεδομένου ότι οι μονάδες «νερού-βρωμιούχου λιθίου» δεν μπορούν να λειτουργήσουν σε αυτό το εύρος θερμοκρασίας. Η θερμοκρασία στην οποία ο ατμός πρέπει να παρέχεται για την «τροφοδοσία» της μονάδος εξαρτάται από τη διαθέσιμη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου και για τη θερμοκρασία ψύξης που πρέπει να επιτευχθεί. Τα επίπεδα πίεσης της μηχανής αμμωνίας-νερού είναι συνήθως υψηλότερα της ατμοσφαιρικής πίεσης. Απαιτεί ειδική σχεδίαση και προσοχή γιατί και οι δύο ουσίες είναι πτητικές (αν και σε πολύ διαφορετικούς βαθμούς) ενώ η καμπύλη

πίεσης ατμών αναγκάζει τους ψύκτες απορρόφησης να λειτουργούν σε σχετικά υψηλές πιέσεις που μπορούν να αποτελούν ένα πρόβλημα ασφάλειας. Τα συστήματα αυτά δεν ενδείκνυνται για εγκαταστάσεις σε κτήρια με μονάδες ΣΗΘ.

Ο πίνακας 2.2 συνοψίζει το φάσμα των βασικών παραμέτρων που αφορούν ψύκτες απορρόφησης.

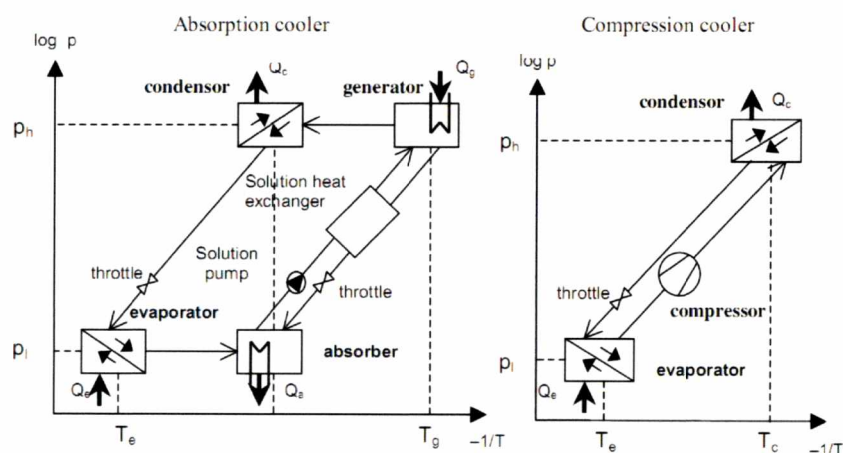
Εφαρμογή - Στάδιο	NH <sub>3</sub> Απορρόφηση		LiBr - Απορρόφηση	
	Μονό	Μονό	Μονό	Διπλό
Ψυκτική Ικανότητα (kW <sub>ψ</sub> )	20+ 2500	300 + 5000	300 + 5000	300 + 5000
Συντελεστής συμπεριφοράς COP	0,6 + 0,7	0,5 + 0,6	0,9 + 1,1	0,9 + 1,1
Εύρος θερμοκρασίας προσδιδόμενης θερμότητας (°C)	120 + 132	120 + 132	150 + 170*	150 + 170*
Κόστος Συστήματος (€/ton)	1250 + 1750	870 - 920	930 + 980	930 + 980

**Πίνακας 2.2.** Σύγκριση ψυκτών απορρόφησης NH<sub>3</sub> και LiBr (τιμές 2010).

### Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα έναντι της συμβατικής ψύξης με συμπίεση

Τα πλεονεκτήματα των ψυκτών απορρόφησης έναντι των συμβατικών κλιματιστικών μηχανημάτων βασισμένα σε κύκλο συμπίεσης είναι:

- Πολύ χαμηλή κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας
- Λειτουργεί με θερμότητα, μία σχετικά φθηνή μορφή ενέργειας σε πληθώρα που με διαφορετικό τρόπο θα έμενε ανεκμετάλλευτη
- Χαμηλά κόστη λειτουργίας
- Ελάχιστα κινούμενα τμήματα, με αποτέλεσμα το μεγάλο χρόνο ζωής, την αυξημένη αξιοπιστία και το χαμηλό κόστος συντήρησης
- Χαμηλά επίπεδα θορύβου και κραδασμών,
- Φιλικά προς το περιβάλλον ψυκτικά μέσα με μηδενικές εκπομπές ρύπων και επιβλαβών ουσιών του όζοντος.



**Σχήμα 2.10:** Ψύκτης Απορρόφησης και συμπίεσης

Τα μειονεκτήματα των ψυκτών απορρόφησης έναντι των συμβατικών κλιματιστικών μηχανημάτων βασισμένα σε κύκλο συμπίεσης είναι:

- Μονάδες μεγάλης ισχύος με μεγάλο βάρος
- Σχετικά υψηλό αρχικό κόστος
- Κατανάλωση νερού σε πύργους ψύξης
- Χαμηλός συντελεστής απόδοσης.



**Εικόνα 2.1:** Διάταξη Ψύκτη Απορρόφησης

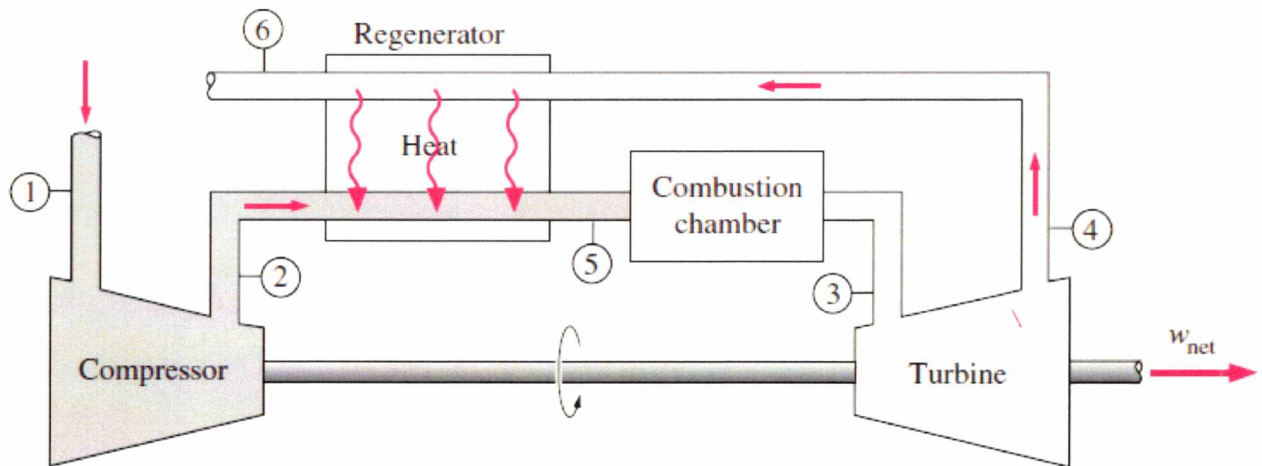
## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

### ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει μία θερμοδυναμική ανάλυση κάθε συσκευής που αποτελεί το σύστημα τριπαραγωγής, που θα περιλαμβάνει τα ισοζύγια μάζας και ενέργειας καθώς και τον ορισμό των συντελεστών απόδοσης κάθε συσκευής. Επίσης θα γίνει μία σύντομη εξεργειακή ανάλυση. Οι γενικές παραδοχές που θα ακολουθηθούν είναι οι εξής: α) συνθήκες μόνιμης ροής και θερμοδυναμικής ισορροπίας β) αμελητέες απώλειες θερμότητας και πτώσεις πιέσεων γ) ισενθαλπικές βαλβίδες εκτόνωσης

#### 3.1 Θερμοδυναμική Ανάλυση Μικροστρόβιλου

Ο μικροστρόβιλος ακολουθεί τον κλασικό θερμοδυναμικό κύκλο αεριοστρόβιλου Brayton με προθέρμανση(αναγέννηση).



**Σχήμα 3.1** Διάταξη Μικροστρόβιλου- Θερμοδυναμικός Κύκλος Brayton με Αναγέννηση

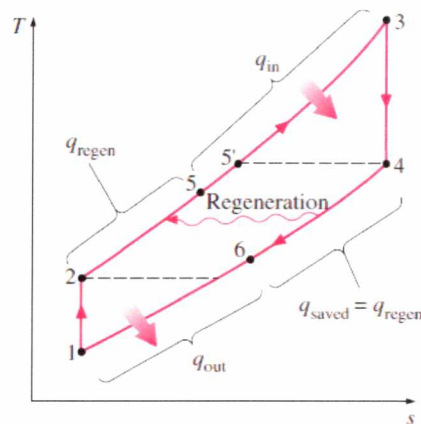
Ο ιδανικός κύκλος Brayton με αναγέννηση περιλαμβάνει:

- α) Ισεντροπική Συμπίεση 1→2 (στον συμπιεστή)
- β) Προσθήκη Θερμότητας Αναγέννησης σε ιδανικό προθερμαντήρα ώστε  $T_5=T_4$  υπό σταθερή πίεση 2→5'
- γ) Προσθήκη Θερμότητας 5→3 υπό σταθερή πίεση (στον θάλαμο καύσης)
- δ) Ισεντροπική Εκτόνωση 3→4 (στον στρόβιλο)
- ε) Αποβολή Θερμότητας Αναγέννησης σε ιδανικό προθερμαντήρα ώστε  $T_5=T_4$  υπό σταθερή πίεση 5'→6
- στ) Αποβολή Θερμότητας 6→1 υπό σταθερή πίεση

Αποδεικνύεται ότι ο συντελεστής απόδοσης αυτού του ιδανικού κύκλου είναι:

$$n_{th,regen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) r_p^{(k-1)/k}$$

Όπου  $r_p$  ο λόγος πίεσης ( $P2/P1$ ) και  $k$  ο λόγος των θερμικών χωρητικότητων. Για αέρα σε θερμοκρασία δωματίου  $k=1.4$



**Διάγραμμα 3.2:** Διάγραμμα Θερμοκρασίας Ενθαλπίας για κύκλο Brayton με αναγέννηση

Ακολουθούν τα ισοζύγια μάζας, ενθαλπίας και εξέργειας καθώς επίσης ο ορισμός των εκάστοτε συντελεστών απόδοσης κάθε τμήματος.

### Συμπιεστής

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_{comp} = \dot{m}_2 h_2$$

Η καταστροφή εξέργειας στον συμπιεστή:

$$\dot{E}_{D,com} = \dot{m}_1 \psi_1 - \dot{m}_2 \psi_2 + \dot{W}_{comp}$$

Ο ισεντροπικός βαθμός του συμπιεστή ορίζεται ως:

$$n_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι:

$$n_{II,com} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1}$$

### Προθερμαντήρας

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6$$

Η καταστροφή εξέργειας στον προθερμαντήρα:

$$\dot{E}_{d,rec} = \dot{m}_2 \psi_2 + \dot{m}_4 \psi_4 - \dot{m}_5 \psi_5 - \dot{m}_6 \psi_6$$

Η αποτελεσματικότητα (effectiveness)  $\epsilon$  του προθερμαντήρα ορίζεται ως:

$$\varepsilon = \frac{q_{regen}}{q_{regen,max}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2}$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του προθερμαντήρα ορίζεται ως:

$$\varepsilon_{II,rec} = \frac{\dot{m}_2(\psi_5 - \psi_2)}{\dot{m}_4(\psi_4 - \psi_6)}$$

### Θάλαμος Καύσης

$$\begin{aligned}\dot{m}_5 + \dot{m}_{fuel} &= \dot{m}_3 \\ \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{fuel} h_f &= \dot{m}_3 h_3\end{aligned}$$

Η καταστροφή εξέργειας στον θάλαμο καύσης:

$$\dot{E}_{d,comch} = \dot{m}_5 \psi_5 + \dot{m}_{fuel} \psi_f - \dot{m}_3 \psi_3$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του θαλάμου καύσης ορίζεται ως:

$$\varepsilon_{com,cham} = \frac{\dot{m}_3 \psi_3}{\dot{m}_5 \psi_5 - \dot{m}_{fuel} \psi_{fuel}}$$

### Στρόβιλος

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{W}_{tur}$$

Η καταστροφή εξέργειας στον συμπιεστή:

$$\dot{E}_{D,tur} = \dot{m}_3 \psi_3 - \dot{m}_4 \psi_4 - \dot{W}_{tur}$$

Ο ισεντροπικός βαθμός του στρόβιλου ορίζεται ως:

$$n_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως:

$$n_{II,turb} = \frac{h_3 - h_4}{\psi_3 - \psi_4}$$

### Συντελεστές Απόδοσης Μικροστροβίλου

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του μικροστροβίλου είναι:

$$n_e = \frac{\dot{W}_{tur}}{\dot{m}_{fuel} LHV}$$

Η συνολική καταστροφή εξέργειας του μικροστροβίλου είναι:



$$\dot{E}d, mgt = \dot{E}d, com + \dot{E}d, rec + \dot{E}d, comch + \dot{E}d, tur$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του μικροστροβίλου είναι:

$$n_{II, mgt} = \frac{\dot{W}tur}{\dot{m}\psi_1 + \dot{m}_{fuel}\psi_{fuel}}$$

## 3.2 Θερμοδυναμική Ανάλυση Ψύκτη Απορρόφησης

### 3.2.1 Κύκλος Απορρόφησης Μονού Σταδίου

Ο συντελεστής λειτουργίας (COP) των ψυκτικών συστημάτων απορρόφησης ορίζεται από την σχέση:

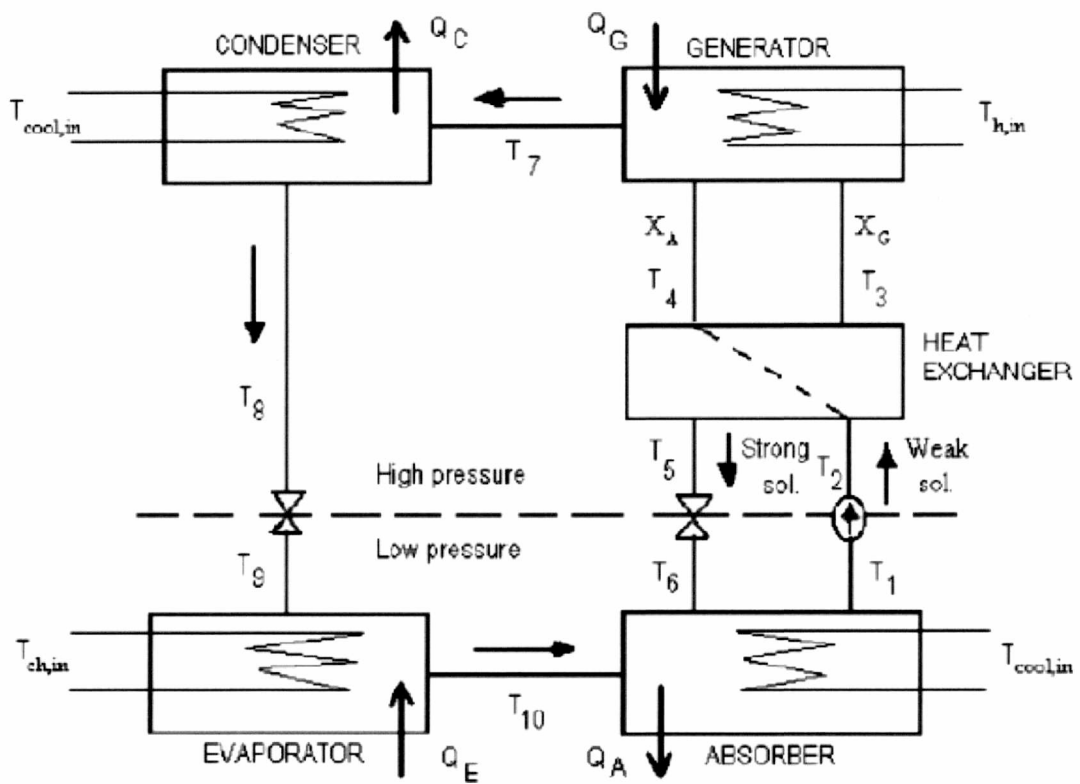
$$COP_R = \text{επιθυμητή έξοδος/απαιτούμενη είσοδος} = Q_L / (Q_{gen} + W_{pump, in}) \cong Q_L / Q_{gen}$$

Η μέγιστη τιμή του συντελεστή απόδοσης (COP), ενός ψυκτικού συστήματος με απορρόφηση υπολογίζεται υποθέτοντας ότι ολόκληρος ο κύκλος είναι πλήρως αντιστρεπτός (δηλαδή, ο κύκλος δεν παρουσιάζει καθόλου αναντιστρεπτότητες και ότι κάθε μεταφορά θερμότητας γίνεται μεταξύ μιας διαφορικής διαφοράς θερμοκρασίας). Το ψυκτικό σύστημα θα ήταν αντιστρεπτό, εάν η θερμότητα από την πηγή ( $Q_{gen}$ ) μεταφερόταν σε μία θερμική μηχανή Carnot και το έργο εξόδου, αυτής της θερμικής μηχανής ( $W = n_{th, rev} \times Q_{gen}$ ), διοχετευόταν στη συνέχεια σε ένα ψύκτη Carnot για να αφαιρέσει θερμότητα από τον ψυχόμενο χώρο. Να σημειωθεί ότι:  $Q_L = W \times COP_{R, rev} = n_{th, rev} \times Q_{gen} \times COP_{R, rev}$ . Τότε ο συνολικός συντελεστής COP ενός ψυκτικού συστήματος απορρόφησης σε αντιστρεπτές συνθήκες γίνεται:

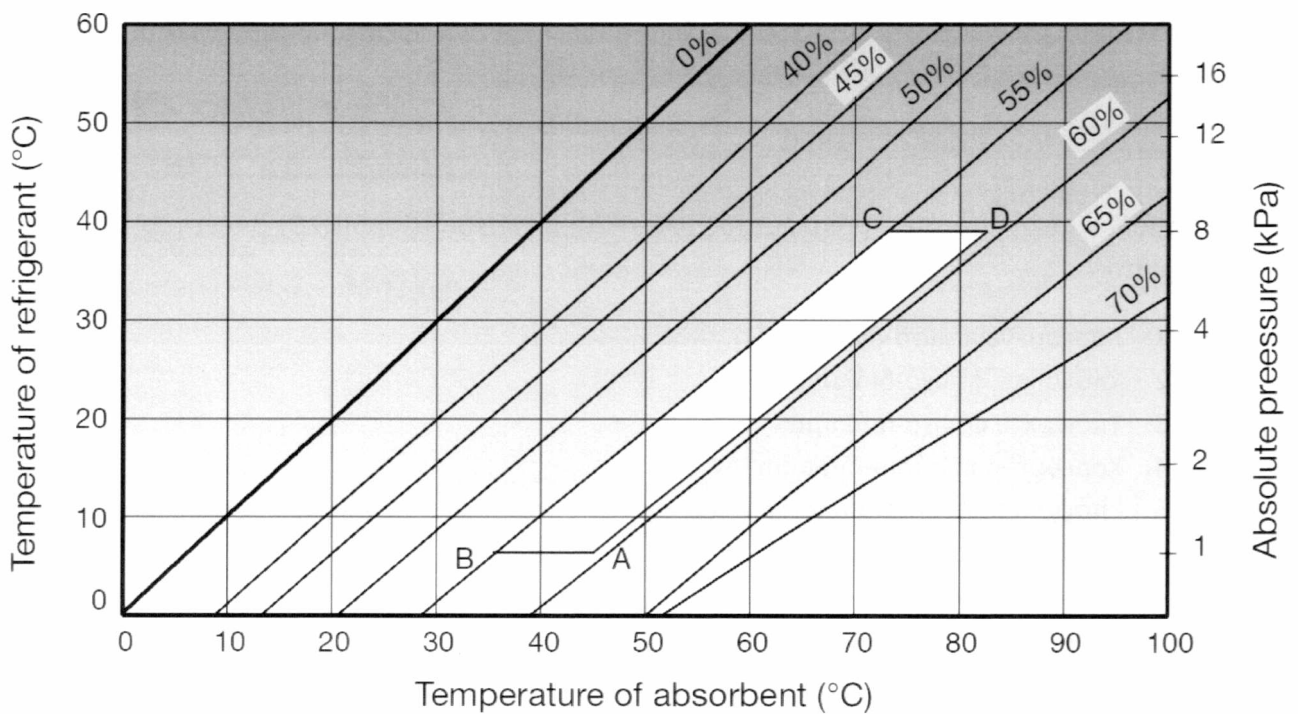
$$COP_{rev, absorption} = \frac{Q_L}{Q_{gen}} = n_{th, rev} COP_{R, rev} = \left(1 - \frac{T_0}{T_S}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

Θερμοδυναμική κατάσταση διαλύματος (LiBr-H<sub>2</sub>O)-ψυκτικού μέσου(H<sub>2</sub>O) βάσει του παρακάτω σχήματος:

1. Κορεσμένο φτωχό-διάλυμα
2. Υπόψυκτο φτωχό-διάλυμα
3. Υπόψυκτο φτωχό-διάλυμα
4. Κορεσμένο πλούσιο-διάλυμα
5. Υπόψυκτο πλούσιο-διάλυμα
6. Διφασικό πλούσιο-διάλυμα
7. Υπέρθερμος ατμός
8. Κορεσμένο νερό
9. Διφασικό νερό
10. Κεκορεσμένος ατμός

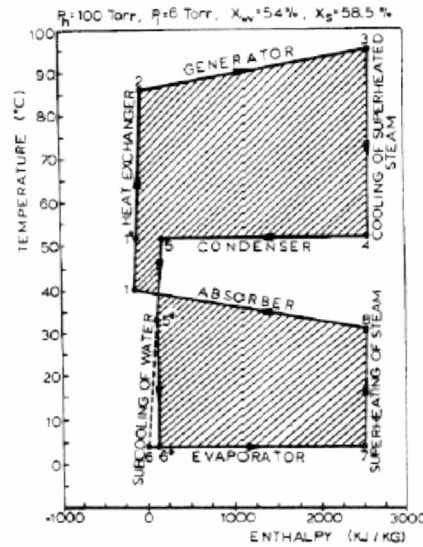


Σχήμα 3.2 Διάταξη Ψύκτη Απορρόφησης Μονού Σταδίου



Διάγραμμα 3.2: Συνήθης Κύκλος Ψύξης Απορρόφησης Μονού Σταδίου

Ακολουθούν τα ισοζύγια μάζας, ενθαλπίας και εξέργειας καθώς επίσης ο ορισμός των εκάστοτε συντελεστών απόδοσης κάθε τμήματος.



**Διάγραμμα 3.3:** Διάγραμμα Ενθαλπίας Θερμοκρασίας Ψύκτη Απορρόφησης

#### Απορροφητήρας

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 = \dot{m}_1h_1 + \dot{Q}_{abs}$$

Καταστροφή Εξέργειας:  $Ed, abs = \dot{m}_{10}\psi_{10} + \dot{m}_6\psi_6 + \dot{m}_{cow}\psi_{cwin} - \dot{m}_1\psi_1 - \dot{m}_{cow}\psi_{cwort}$

#### Αντλία Φτωχού Διαλύματος

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_2h_2 = \dot{m}_1h_1 + W_{pump}$$

Καταστροφή Εξέργειας:  $Ed, sp = -\dot{m}_2\psi_2 + \dot{m}_1\psi_1 + W_{pump}$

#### Εναλλάκτης Φτωχού Διαλύματος

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_2h_2 + \dot{m}_5h_5 = \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_6h_6$$

Καταστροφή Εξέργειας:  $Ed, hex = \dot{m}_2\psi_2 + \dot{m}_5\psi_5 - \dot{m}_3\psi_3 - \dot{m}_6\psi_6$

#### Γεννήτρια

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_3h_3 + \dot{Q}_{gen} = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_7h_7$$

Καταστροφή Εξέργειας:  $Ed, gen = \dot{m}_3\psi_3 + \dot{m}_{hw}\psi_{hwin} - \dot{m}_4\psi_4 - \dot{m}_7\psi_7 - \dot{m}_{hw}\psi_{hwout}$

### Συμπυκνωτής

$$\begin{aligned}\dot{m}7 &= \dot{m}8 \\ \dot{m}7h7 &= \dot{m}8h8 + \dot{Q}_{con}\end{aligned}$$

Καταστροφή Εξέργειας:  $Ed, con = \dot{m}7\psi7 + \dot{m}_{cow}\psi_{cwin} - \dot{m}8\psi8 - \dot{m}_{cow}\psi_{cwin}$

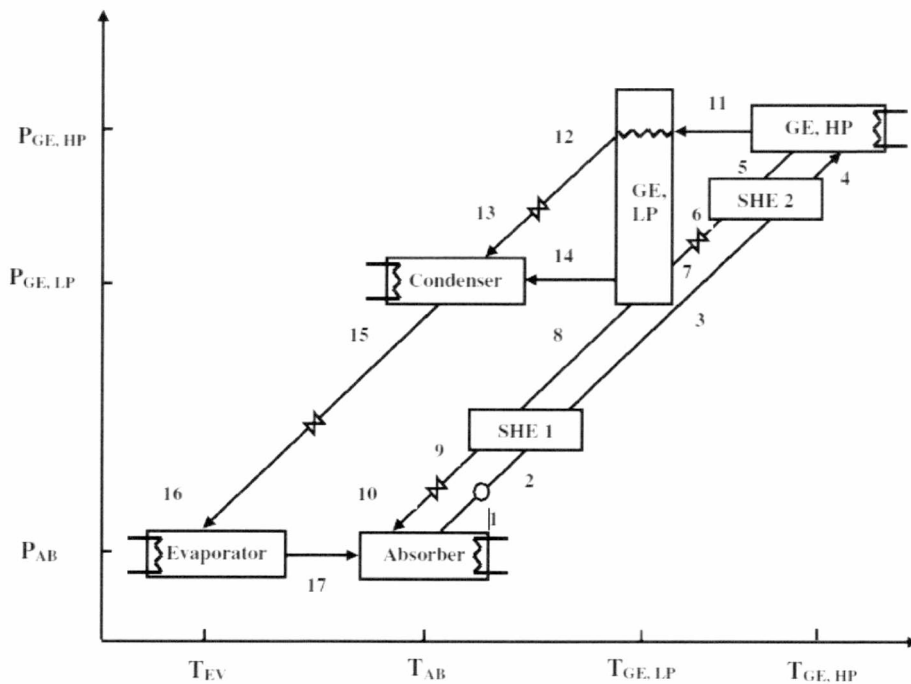
### Εξατμιστήρας

$$\begin{aligned}\dot{m}9 &= \dot{m}10 \\ \dot{m}9h9 + \dot{Q}_{eva} &= \dot{m}10h10\end{aligned}$$

Καταστροφή Εξέργειας:  $Ed, eva = \dot{m}9\psi9 + \dot{m}_{chw}\psi_{chwin} - \dot{m}10\psi10 - \dot{m}_{chw}\psi_{chwout}$

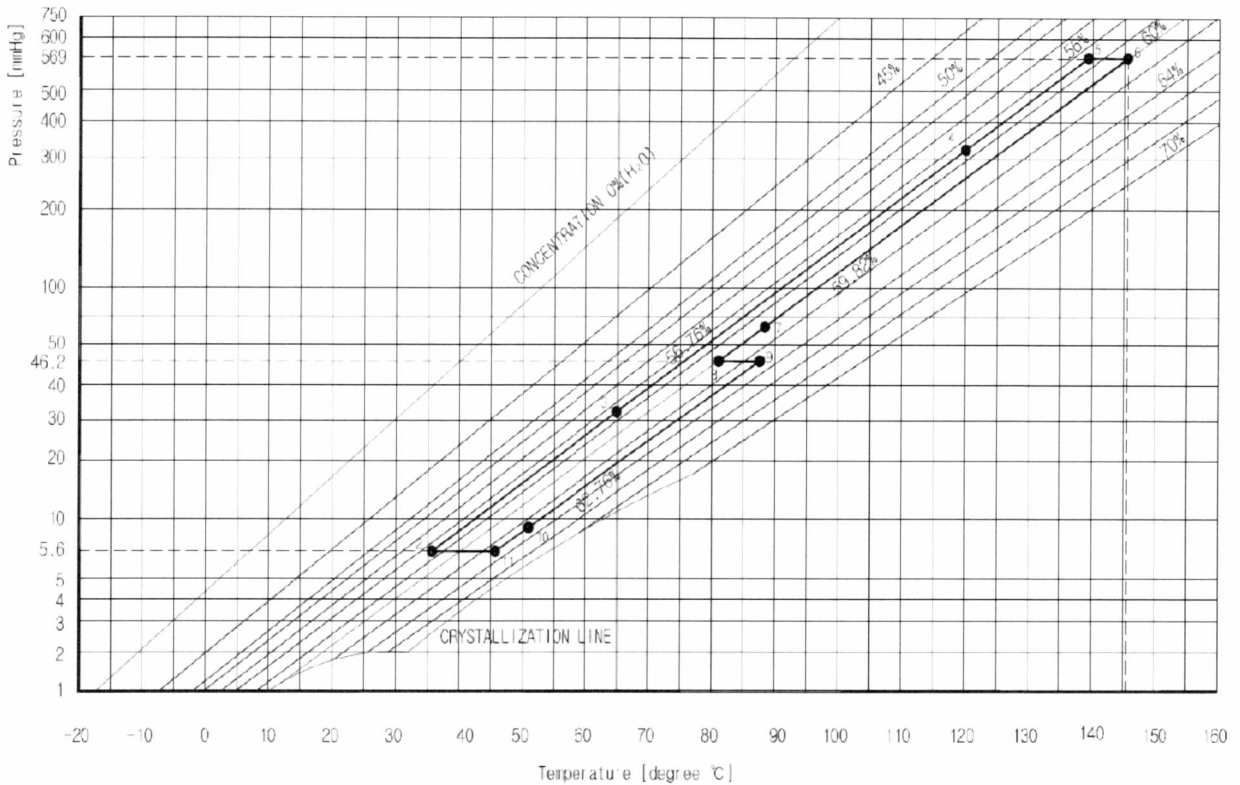
### 3.2.2 Κύκλος Απορρόφησης Διπλού Σταδίου

Ο κύκλος διπλού σταδίου δεν διαφέρει σημαντικά από αυτό του μονού. Ο δύο εναλλάκτες, ο εξατμιστήρας, ο απορροφητήρας και η γεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας λειτουργούν αντίστοιχα όπως οι συσκευές του μονού σταδίου. Η διαφορά έγκειται στον συμπυκνωτή και στην γεννήτρια χαμηλής θερμοκρασίας.



Σχήμα 3.3 Διάταξη Ψύκτη Απορρόφησης Διπλού Σταδίου

### Equilibrium Diagram, Cooling Cycle



**Διάγραμμα 3.4:** Συνήθης Κύκλος Ψύξης Απορρόφησης Διπλού Σταδίου

#### Γεννήτρια Χαμηλής Θερμοκρασίας

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{14} + \dot{m}_8$$

$$h_7 \dot{m}_7 + \dot{Q}_{ge,LP} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_8 h_8$$

$$\dot{Q}_{ge,LP} = \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12}$$

Καταστροφή Εξέργειας:  $Ed, genlt = \dot{m}_7 \psi_7 + \dot{m}_{11} \psi_{11} - \dot{m}_{14} \psi_{14} - \dot{m}_8 \psi_8 - \dot{m}_{12} \psi_{12}$

#### Συμπυκνωτής

$$\dot{m}_{13} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$$

$$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_{15} h_{15} + \dot{Q}_{co}$$

Καταστροφή Εξέργειας:

$$Ed, con = \dot{m}_{13} \psi_{13} + \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{cow} \psi_{cwin} - \dot{m}_{15} \psi_{15} - \dot{m}_{cow} \psi_{cwin}$$

Η συνολική καταστροφή εξέργειας του ψύκτη απορρόφησης δίνεται από το άθροισμα των επιμέρους καταστροφών κάθε συσκευής.

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του ψύκτη ορίζεται ως ο λόγος της εξέργειας ψύξης (προϊόν) προς την εξέργεια που προσφέρεται στην γεννήτρια (καύσιμο):  $n_{II,chil} = \frac{\dot{E}_{ref}}{\dot{E}_{gen}}$

Όπου η εξέργεια της γεννήτριας ορίζεται ως:  $\dot{E}_{gen} = \dot{m}_{hwin}\psi_{hwin} - \dot{m}_{hwout}\psi_{hwout}$  και η εξέργεια ψύξης ορίζεται ως το ψυκτικό φορτίο  $Q_{eva}$  διαιρεμένο με τον συντελεστή λειτουργίας ενός ψύκτη Carnot που λειτουργεί μεταξύ της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος και της θερμοκρασίας του κύκλου:  $\dot{E}_{ref} = Q_{eva}\left(\frac{T_o - T_e}{T_e}\right)$  (βλ. βιβλιογραφία [24]).

### 3.3 Θερμοδυναμική Ανάλυση Τριπαραγωγής

Τρεις ορισμοί συντελεστών απόδοσης για τα συστήματα τριπαραγωγής έχουν οριστεί:

- 1. Ολικός συντελεστής Τριπαραγωγής Πρώτου Θερμοδυναμικού Νόμου:** Ο λόγος της χρήσιμης παραγώμενης ενέργειας του συστήματος τριπαραγωγής (ηλεκτρική, τροφοδοσία ψύκτη και ζεστό νερό χρήσης) προς την προσφερόμενη ενέργεια καυσίμου και την προσδιδόμενη ισχύ της αντλίας στον ψύκτη απορρόφησης (είναι μικρή και αμελείται):

$$n_{I,trig} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{Q}_{chiller, in} + \dot{Q}_{dhw}}{\dot{Q}_{fuel} + \dot{W}_{pumpchiller}} \cong \frac{\dot{W}_{tur} + \dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{dhw}}{\dot{m}_{fuel}LHV}$$

Αντίστοιχα μπορεί να οριστεί ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης  $n_e$  και της χρήσιμης θερμικής ενέργειας  $n_{th}$ :

$$n_e = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{Q}_{fuel}}$$

$$n_{th} = \frac{\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{dhw}}{\dot{Q}_{fuel}}$$

$$n_e + n_{th} = n_{I,trig}$$

- 2. Ολικός συντελεστής Τριπαραγωγής Δεύτερου Θερμοδυναμικού Νόμου:** Η εξεργειακή απόδοση του συστήματος τριπαραγωγής υπολογίζεται ως ποσοστό της τροφοδοτούμενης το σύστημα εξέργειας σε σχέση με την ανακτώμενη εξέργεια στο προϊόν του συστήματος. Προσδιορίζοντας το προϊόν του συστήματος τριπαραγωγής ως το άθροισμα της καθαρής παραγόμενης ισχύος και την καθαρή μείωση και αύξηση της εξέργειας του νερού ψύξης και του ζεστού νερού χρήσης, αντίστοιχα, έχουμε:

$$n_{II,trig} = \frac{\dot{E}_{el} + \dot{E}_{ref} + \dot{E}_{dhw}}{\dot{E}_{air} + \dot{E}_{fuel}}$$

$$= \frac{\dot{W}_{tur} + Q_{eva}\left(\frac{T_o - T_e}{T_e}\right) + \dot{m}_{dhw}(\psi_{dhw,out} - \psi_{dhw,in})}{\dot{m}\psi_1 + \dot{m}_{fuel}\psi_{fuel}}$$

3. **Λόγος Εξοικονόμησης Πρωτογενούς Ενέργειας Τριπαραγωγής:** Πρόκειται για ένα λόγο που εκφράζει της εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας που επιτυγχάνεται με την εφαρμογή τριπαραγωγής σε σχέση με την ξεχωριστή παραγωγή ηλεκτρισμού, ψύξης και ζεστού νερού χρήσης με συμβατικά μέσα ορίζεται ως:

$$TPESR = \frac{F_{sp} - F}{F_{sp}} = 1 - \frac{F}{\frac{\dot{W}_{el}}{n_{e,sp}} + \frac{\dot{R}load}{COP_{sp}n_{e,sp}} + \frac{\dot{Q}dhw}{n_{th,sp}}}$$

Όπου  $F$  η συνολική θερμική ενέργεια καυσίμου που εισάγεται στην τριπαραγωγή,  
 $F_{sp}$  η συνολική θερμική ενέργεια καυσίμου που εισάγεται σε συμβατικές συσκευές  
 $\dot{W}_{el}$  η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας,  
 $\dot{R}load$  το ψυκτικό φορτίο της τριπαραγωγής,  
 $\dot{Q}dhw$  το φορτίο για ζεστό νερό χρήσης,  
 $n_{e,sp}$  σχετικός ηλεκτρικός συντελεστής απόδοσης σε συμβατική εγκατάσταση,  
 $COP_{sp}$  σχετικός συντελεστής λειτουργίας συμβατικής συσκευής ψύξης,  
 $n_{th,sp}$  σχετικός θερμικός συντελεστής απόδοσης σε συμβατική εγκατάσταση

Σε κτιριακές εφαρμογές προτείνονται από τους τεχνικούς κανονισμούς για τους συντελεστές  $n_{e,sp}$ ,  $COP_{sp}$  και  $n_{th,sp}$  οι τιμές 0,4, 3 και 0,8 αντίστοιχα. Όσο πιο μεγάλη η τιμή του TPESR τόσο πιο συμφέρουσα είναι η εφαρμογή της τριπαραγωγής. Έχει θεσπιστεί ότι πρέπει  $TPESR > 10\%$  για να προτείνεται η εφαρμογή τριπαραγωγής ώστε να καλύπτει κριτήρια υψηλής αποδοτικότητας.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

### ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ

#### 4.1 Εισαγωγή στο Aspen Plus

Το πρόγραμμα που χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση του μοντέλου τριπαραγωγής είναι το Aspen Plus. Πρόκειται για ένα λογισμικό προσομοίωσης μόνιμης κατάστασης που διαχειρίζεται συσκευές φυσικών και χημικών διεργασιών με μεγάλη αξιοπιστία καλύπτοντας υψηλές απαιτήσεις τόσο σε ερευνητικό όσο και επαγγελματικό επίπεδο.

Τα ελάχιστα απαιτούμενα δεδομένα εισόδου για να «τρέξει» η προσομοίωση είναι:

- Διάγραμμα Ροής (*Flowsheet*)
- Εγκατάσταση (*Setup*)
- Συστατικά (*Components*)
- Ιδιότητες (*Properties*)
- Ρεύματα (*Streams*)
- Συσκευές (*Blocks*)

Όλα τα παραπάνω δεδομένα εισαγωγής βρίσκονται στην επιλογή των δεδομένων περιήγησης (*Data Browser*). Στη φόρμα της εγκατάστασης εισάγονται χαρακτηριστικά όπως: ο τίτλος του διαγράμματος ροής, ο τύπος της προσομοίωσης, οι μονάδες των δεδομένων εισαγωγής και των αποτελεσμάτων, οι ισχύουσες φάσεις των συστατικών, οι συνθήκες περιβάλλοντος (ή αναφοράς) κ.ά. Στη φόρμα των συστατικών καθορίζονται τα απαιτούμενα συστατικά της προσομοίωσης και τα χαρακτηριστικά αυτών. Εάν τα συστατικά είναι συμβατικά, οι παράμετροι των ιδιοτήτων λαμβάνονται από τις βάσεις δεδομένων του λογισμικού. Στη φόρμα των ιδιοτήτων χαρακτηρίζεται η μέθοδος φυσικών ιδιοτήτων που χρησιμοποιείται στη μοντελοποίηση. Με τον όρο μέθοδος φυσικών ιδιοτήτων ορίζεται το σύνολο των μοντέλων και μεθόδων που εφαρμόζονται για να περιγραφούν συμπεριφορές καθαρών ουσιών και μειγμάτων. Στη φόρμα δεδομένων εισόδου των ρευμάτων καθορίζονται οι συνθήκες και η σύνθεση των συστατικών στο εκάστοτε ρεύμα. Ο πλήρης καθορισμός ενός ρεύματος απαιτεί την εισαγωγή δύο εκ των τεσσάρων ακόλουθων παραμέτρων: θερμοκρασία, πίεση, ποσοστό υδρατμού και σύσταση του ρεύματος.



Για κάθε συσκευή φυσικών και χημικών διεργασιών απαιτούνται διαφορετικές εισοδοί, χαρακτηριστικά και συνθήκες λειτουργίας. Επίσης υπάρχουν συσκευές που έχουν λειτουργίες κατ' επιλογή του χρήστη. Ο χρήστης έχει τη δυνατότητα να δημιουργήσει δικές του συσκευές που να ανταποκρίνονται στις απαιτήσεις του μέσω του προγραμματιστικού περιβάλλοντος της FORTRAN. Παραδείγματα συσκευών που προσφέρει το λογισμικό είναι εναλλάκτες θερμότητας, λέβητες, αντλίες, στροβίλους, συμπιεστές, εκτονωτικές βαλβίδες, θάλαμοι καύσης και ανάμιξης κ.α. ενώ παραδείγματα ζητούμενων συνθηκών λειτουργίας είναι το θερμικό καθήκον, το έργο, θερμοκρασία και πίεση εξόδου, ποσοστό υδρατμού κ.α.

Τρία πολύτιμα εργαλεία που προσφέρει το Aspen Plus είναι ο σχεδιασμός χαρακτηριστικών, η ανάλυση ευαισθησίας και η βελτιστοποίηση. Ο σχεδιασμός χαρακτηριστικών (Design Specification) αποτελεί μια εντολή του Aspen Plus με την οποία ο χρήστης έχει τη δυνατότητα να ελέγξει το εύρος των τιμών το οποίο ενδέχεται να πάρει μια μεταβλητή (sample variable) με σκοπό τον καθορισμό των απαιτήσεων της μονάδας. Ένα πολύ χρήσιμο εργαλείο του ASPEN Plus είναι η ανάλυση ευαισθησίας (Sensitivity Analysis), μέσω της οποίας μελετώνται οι σχέσεις ανάμεσα στις μεταβλητές του προβλήματος. Αυτό συνεπάγεται ότι ο χρήστης έχει τη δυνατότητα για:

- Μελέτη της επίδρασης των αλλαγών των εισαγόμενων μεταβλητών στα αποτελέσματα
- Γραφική αναπαράσταση των επιδράσεων αυτών
- Ελεγχόμενη βελτιστοποίηση
- Πιστοποίηση ότι η λύση με βάση το σχεδιασμό ενός χαρακτηριστικού είναι εφικτή

Η λειτουργία της βελτιστοποίησης (Optimization) εφαρμόζεται σε περιπτώσεις όπου:

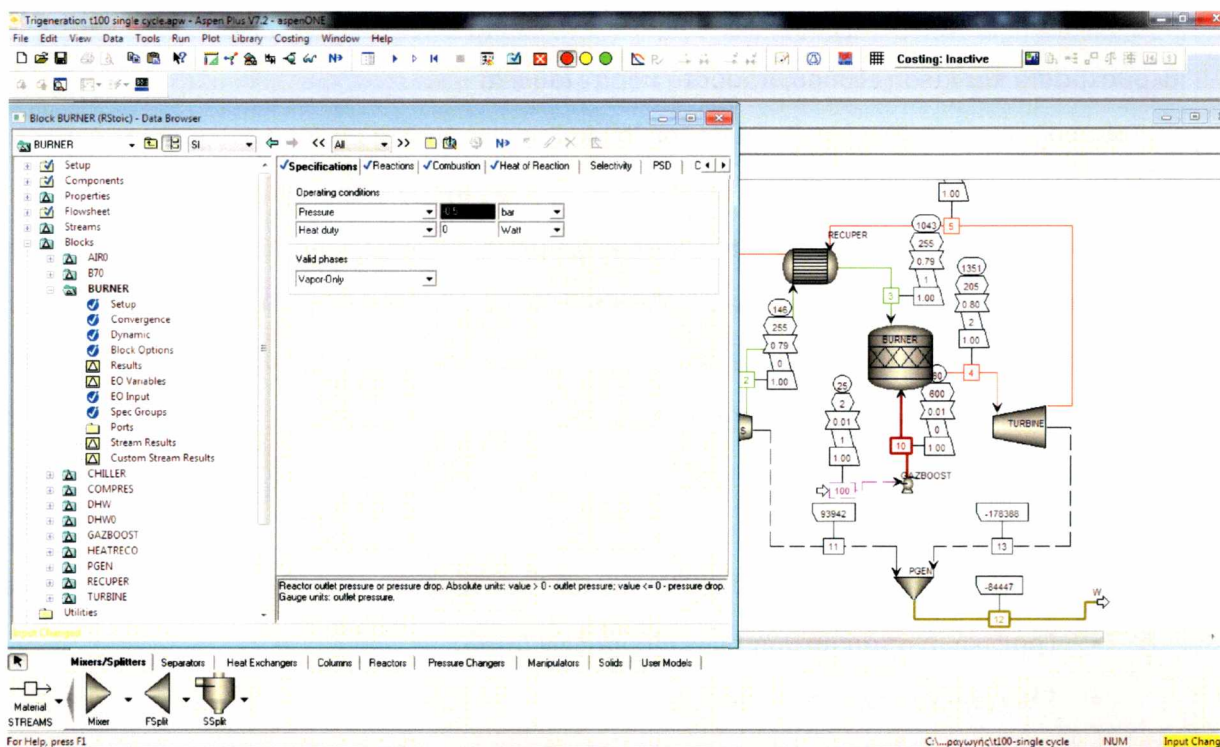
- Απαιτείται μεγιστοποίηση/ελαχιστοποίηση μιας αντικειμενικής συνάρτησης, η οποία εκφράζεται είτε ως μεμονωμένη μεταβλητή του διαγράμματος ροής, είτε ως συνδυασμός τους.
- Η βελτιστοποίηση είναι δυνατόν να έχει από καμία και περισσότερους περιορισμούς, οι οποίοι είναι ανισότητες ή ισότητες.

Το Aspen Plus επίσης προσφέρει πολλούς τρόπους διαχείρισης των αποτελεσμάτων:

- Αντιγραφή γραφικής αναπαράστασης σε φύλλα εργασίας και αναφορές
- Τα αποτελέσματα προσομοίωσης, όπως στήλες και αποτελέσματα ρευμάτων και συσκευών αντιγράφονται σε:
  - Φύλλα εργασίας για περαιτέρω ανάλυση (Ms Excel, Grapher, κ.ά.)

- Σχεδιαστικά προγράμματα (Auto Cad, Pro Engineer κ.ά.)
- Σε βάσεις δεδομένων για αποθήκευση και μελλοντική διαχείριση
- Σε λογισμικά επεξεργασίας κειμένου για επεξεργασία και αρχειοθέτηση (Ms Word κ.ά.).

Τα πλεονεκτήματα στο χρήση του λογισμικού είναι εμφανή.



Εικόνα 4.1: Το περιβάλλον εργασίας του Aspen Plus

## 4.2 Μοντελοποίηση Μικροστροβίλου

Για την προσομοίωση του μικροστροβίλου σχεδιάστηκε ένα διάγραμμα ροής κύκλου Brayton με προθέρμανση και παραγωγή ζεστού νερού χρήσης μέσω ενός εναλλάκτη που εκμεταλλεύεται τη θερμότητα των εκλυόμενων καυσαερίων (σχήμα 4.1). Η διαστασιολόγηση του μοντέλου έγινε με βάση τα τεχνικά χαρακτηριστικά του μικροστροβίλου της Turbec, T100. Πρόκειται για ένα μικροστροβίλο ισχύος 100 kW με πολλές εμπορικές εφαρμογές σε συστήματα συμπαραγωγής. Περισσότερες τεχνικές πληροφορίες του μικροστροβίλου παρουσιάζονται στο παράρτημα 9.1.

### Μέθοδοι Ιδιότητας

Για την μοντελοποίηση των καταστάσεων του αέρα και των καυσαερίων επιλέχθηκε η μέθοδος ιδιοτήτων που βασίζεται στη καταστατική εξίσωση Peng Robinson. Πρόκειται σύμφωνα

με τη βιβλιογραφία για μία από τις πιο διαδεδομένες κυβικές καταστατικές εξισώσεις για εγκαταστάσεις αερίου καθώς έχουν βελτιωμένη συμπεριφορά στην πρόβλεψη του ισοζυγίου ατμού - υγρού σε συστήματα που περιέχουν πολικά μόρια (πχ. αμμωνία, νερό). Η Εξίσωση αυτή αναπτύχθηκε έτσι ώστε να ικανοποιεί τους εξής στόχους: α) οι κανόνες μείξης δεν πρέπει να εμπλέκουν παραπάνω από μια παράμετρο αλληλεπίδρασης απλού δυαδικού μείγματος, η οποία να είναι ανεξάρτητη της θερμοκρασίας, της πίεσης και της σύνθεσης β) η καταστατική εξίσωση πρέπει να είναι εφαρμόσιμη σε όλους τους υπολογισμούς ιδιοτήτων ρευστών σε διεργασίες φυσικών αερίων γ) η μέθοδος αυτή πρέπει να αποδίδει αξιόλογη ακρίβεια σε περιοχές κοντά στο κρίσιμο σημείο. Για τις καταστάσεις του καθαρού νερού επιλέχθηκε η μέθοδος ιδιοτήτων του Aspen που βασίζεται στους πίνακες ατμού NBS (STEAMNBS property method).

### Ρεύματα εισόδου

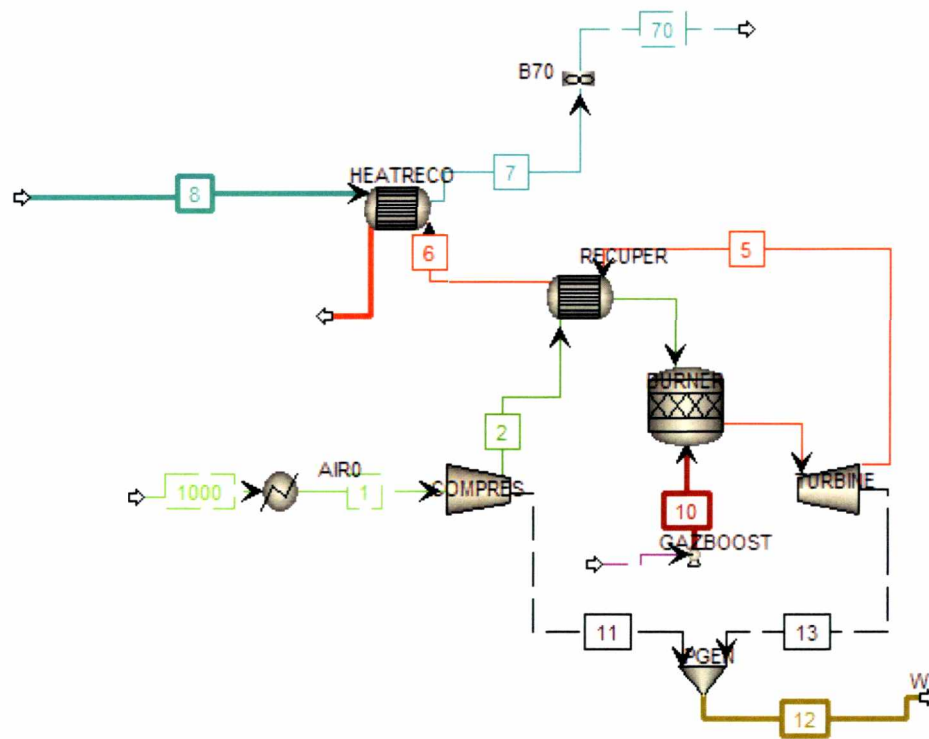
Για την είσοδο του αέρα (ρεύμα 1) επιλέχθηκε ατμοσφαιρικός αέρας με πρότυπη σύσταση στους 15°C και 60% σχετική υγρασία ενώ για καύσιμο (ρεύμα 10) επιλέχθηκε καθαρό μεθάνιο (CH<sub>4</sub>) καθώς το φυσικό αέριο που είναι το πιο συνηθισμένο καύσιμο αποτελείται ως επί το πλείστο από CH<sub>4</sub>. Η παροχή του αέρα ορίστηκε με το εργαλείο του design specification με την συνθήκη ότι η παροχή των καυσαερίων σύμφωνα με την Turbec σε πρότυπες συνθήκες είναι 0,8kg/s που έδωσε το αποτέλεσμα m1=0,7933kg/s. Η παροχή του καυσίμου υπολογίστηκε επίσης με design specification ώστε το έργο του στροβίλου να είναι 100 kW, με αποτέλεσμα 0.006657 kg/s. Για ζεστό νερό χρήσης επιλέχθηκε νερό πίεσης 750kPa.

### Παραδοχές

Οι αρχικές παραδοχές για την απλοποίηση της μοντελοποίησης που έγιναν είναι οι εξής: α) μόνιμη ροή β) μηδενική πτώση πίεσης στις συσκευές γ) οι εναλλάκτες θερμότητας λειτουργούν βάση της απλής σχέσης:  $Q = n * U * A * LMTD$  όπου Q μεταφερόμενη θερμότητα από το ζεστό στο κρύο ρεύμα, n ένας συντελεστής διόρθωσης συνήθως ισούται 0.8, U ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και LMTD η μέση θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρευστά που ορίζεται ως: 
$$LMTD = \frac{(T_{hotin} - T_{coldout}) - (T_{hotout} - T_{coldin})}{\ln \left( \frac{T_{hotin} - T_{coldout}}{T_{hotout} - T_{coldin}} \right)}$$

### Συμπιεστής (COMPRES)

Ο συμπιεστής προσομοιώθηκε με μία συσκευή (block) συμπιεστή/στροβίλου του Aspen. Επιλέχθηκε η μέθοδος προσομοίωσης ισεντροπικού συμπιεστή με μηχανικό βαθμό απόδοσης 95%. Εισήχθη ένας χάρτης ακτινικού συμπιεστή ισεντροπικού βαθμού απόδοσης 83% (συνήθης τιμή για ακτινικούς), πρότυπου λόγου πίεσης 4.5 και ροής μάζας 0,793 kg/s για τον υπολογισμό των δεδομένων απόδοσης.



**Σχήμα 4.1** Διάγραμμα Ροής Μικροστροβίλου στο Aspen Plus

**Προθερμαντήρας (RECUPER)**

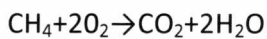
Ο προθερμαντήρας προσομοιώθηκε ως ένας απλός εναλλάκτης αερίων, του οποίου το γινόμενο UA υπολογίστηκε με δοκιμές βάσει του ότι η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων σε πρότυπες συνθήκες λειτουργίας σύμφωνα με το τεχνικό φυλλάδιο της Turbec είναι 270°C.

**Αντλία Καυσίμου (GAZBOOST)**

Προσομοιώθηκε ως μία συσκευή αντλίας με πίεση εξόδου 6 bar θερμοκρασία εξόδου 60 °C σύμφωνα με τους τεχνικούς κανονισμούς για το φυσικό αέριο.

**Θάλαμος Καύσης (BURNER)**

Ο θάλαμος καύσης προσομοιώθηκε ως μία συσκευή καυστήρα με μηδενικές απώλειες θερμότητας και πτώση πίεσης 0.5 bar όπου λαμβάνει χώρα η χημική αντίδραση καύσης:



**Στρόβιλος (TURBINE)**

Προσομοιώθηκε με μία συσκευή (block) συμπιεστή/στροβίλου του Aspen. Επιλέχθηκε η μέθοδος προσομοίωσης ισεντροπικού στροβίλου με μηχανικό βαθμό απόδοσης 95% και ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 86% (συνηθισμένες τιμές για ακτινικούς συμπιεστές). Πίεσης αποφόρτισης ορίστηκε 1.099 bar

## **Εναλλάκτης Ανάκτησης Θερμότητας Καυσαερίων (HEATRECO)**

Προσομοιώθηκε ως μία απλή συσκευή εναλλάκτη του οποίου το γινόμενο UA προσομοιώθηκε βάση του ότι το θερμικό καθήκον του είναι 165kW.

Χρησιμοποιήθηκαν επίσης τρεις εικονικές συσκευές AIR0, B70 και PGEN. Οι δύο πρώτες σχεδιάστηκαν για τον υπολογισμό των πρότυπων συνθηκών του αέρα και των καυσαερίων που απαιτείται στους εξεργειακούς υπολογισμούς. Το PGEN σχεδιάστηκε για τον υπολογισμό της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας προς χρήση αφαιρώντας από το έργο του στροβίλου το έργο του συμπιεστή.

### **4.3 Μοντελοποίηση Ψύκτη Απορρόφησης**

Η προσομοίωση επιλέχθηκε να επικεντρωθεί σε μοντέλα ψυκτών απορρόφησης νερού - βρωμιούχου λιθίου μονού και διπλού σταδίου, οι οποίοι είναι κατάλληλοι για κτιριακές εγκαταστάσεις και οι πλέον δοκιμασμένοι σε ποικίλες εφαρμογές. Η μοντελοποίηση βασίστηκε στα μοντέλα του C.Sommers (βλ. βιβλιογραφία [1],[2]) τα οποία αποδείχτηκαν αρκετά αξιόπιστα σε σύγκριση με εργαστηριακά αποτελέσματα και αποτελέσματα προσομοίωσης σε άλλα λογισμικά. Έγιναν τροποποιήσεις κυρίως στην λειτουργία των γεννητριών και εναλλακτών, προστέθηκε λειτουργία θέρμανσης, κύκλωμα ψύξης του απορροφητήρα και του συμπηκνωτή καθώς και κάποιων υπορουτίνων Fortran για την αύξηση της σταθερότητας του μοντέλου (stability).

#### **4.3.1 Μοντελοποίηση Μονού Σταδίου Απορρόφησης**

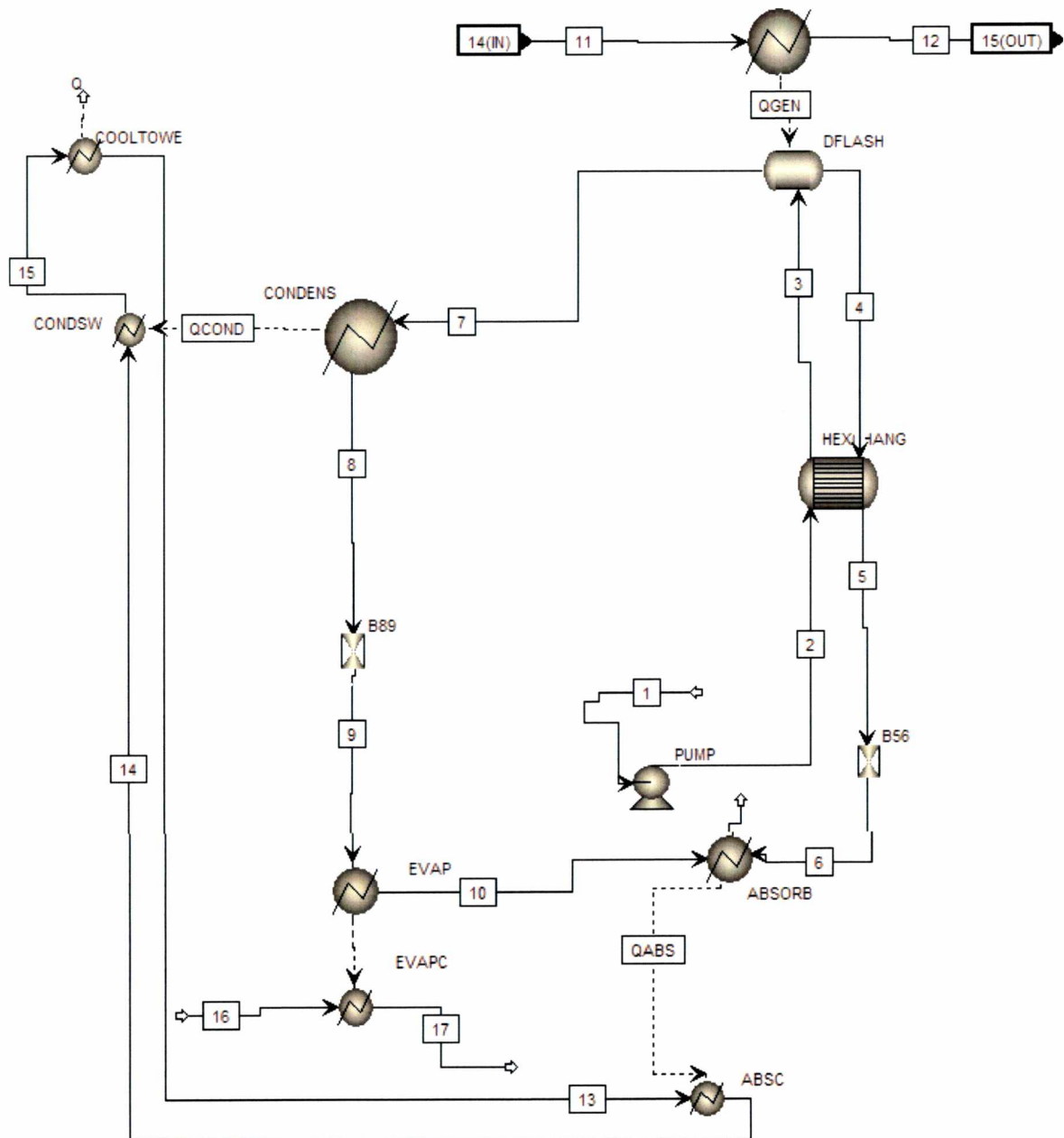
Για την προσομοίωση του ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου σχηματίστηκε ένα διάγραμμα ροής (Σχήμα 4.2) ψύξης απορρόφησης νερού βρωμιούχου λιθίου τροφοδοτούμενο από ζεστό νερό. Η διαστασιολόγηση του έγινε βάση του μοντέλου της Yazaki WFC-SC20 & -SH-20 ψυκτικής ισχύος 20 ψυκτικών τόνων ή 70 kW με πρόσθετη λειτουργία θέρμανσης. Για περισσότερα τεχνικά χαρακτηριστικά ανατρέξτε στο παράρτημα 9.2.

#### **Μέθοδοι Ιδιοτήτων**

Επειδή οι ψύκτες απορρόφησης λειτουργούν σε συνθήκες κενού και πρόκειται για απορρόφηση αερίου με νερό προτείνεται η μέθοδος ιδιοτήτων βασισμένη στην καταστατική εξίσωση Redlich-Kwong για όλες τις φάσεις ατμού του διαλύματος και η ELECNRTL μέθοδο (electrolytes non random two liquid model) για τις υγρές φάσεις καθώς πρόκειται για ηλεκτρολύτες. Οι πίνακες υδρατμού steamNBS θα χρησιμοποιηθούν για το καθαρό νερό.

#### **Ρεύματα Εισόδου**

Το ζεστό νερό τροφοδοσίας ρεύμα 11 (heat medium), το νερό του κυκλώματος ψύξης-ρεύμα 13 (cooling water) και το νερό των coil ρεύμα 16 (chilled water) ορίστηκαν βάση των τεχνικών πληροφοριών της Yazaki (παράρτημα 9.2). Το διάλυμα ρεύμα 1 ρυθμίστηκε σε μια πρότυπη σύσταση 0.45% H<sub>2</sub>O, πίεση 8 mBar και η παροχή του ρυθμίστηκε με design specification για να επιτευχθεί η ζητούμενη ψυκτική ισχύς.



**Σχήμα 4.2:** Διάγραμμα Ροής Ψύξης Απορρόφησης Μονού Σταδίου στο Aspen Plus

### Παραδοχές

Οι αρχικές παραδοχές για την απλοποίηση της μοντελοποίησης που έγιναν είναι οι εξής: α) μόνιμη ροή β) μηδενική πτώσης πίεσης στις συσκευές γ) οι εναλλάκτες θερμότητας λειτουργούν βάση της απλής σχέσης:  $Q = n * U * A * LMTD$  όπου Q μεταφερόμενη θερμότητα από το ζεστό στο κρύο ρεύμα, n ένας συντελεστής διόρθωσης συνήθως ισούται 0.8, U ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και LMTD η μέση θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρευστά που ορίζεται ως:  $LMTD = \frac{(Thotin - Tcoldout) - (Thotout - Tcoldin)}{\ln \left( \frac{Thotin - Tcoldout}{Thotout - Tcoldin} \right)}$  δ) ο συμπυκνωτής, ο εξατμιστήρας και ο απορροφητήρας οδηγούν το ψυκτικό και το διάλυμα αντίστοιχα σε κατάσταση κορεσμού

ενώ η γεννήτρια προκαλεί υπέρθερμο ατμό. Η μεταφορά θερμότητας σε αυτές τις συσκευές γίνεται υπό σταθερή θερμοκρασία ε) ορίστηκε ένα σημείο διακοπής (breakpoint) του κυκλώματος του διαλύματος στα ρεύματα 1 -1a στην έξοδο του απορροφητήρα για να είναι πιο εύκολη η εισαγωγή δεδομένων, ο έλεγχος των αποτελεσμάτων και να διευκολύνει την σειριακή επίλυση του προβλήματος από το Aspen

### **Απορροφητήρας (ABSORB)**

Ο απορροφητήρας μοντελοποιήθηκε σαν συσκευή θερμαντήρα (heater block) με δύο εισροές, την έξοδο του εξαμιστήρα και την επιστροφή του πυκνού διαλύματος. Η συσκευή heater μπορεί να προσομοιώσει ποικίλες διεργασίες μεταφοράς θερμότητας όπως θέρμανση, ψύξη, βρασμό, συμπύκνωση και συμπίεση. Είναι προτιμότερη η χρήση τους σε διεργασίες με μεταφορά θερμότητας σε σταθερή θερμοκρασία και πίεση που οδηγούν σε κορεσμένη κατάσταση απ ότι οι εναλλάκτες θερμότητας που είναι πιο περίπλοκες συσκευές. Στην περίπτωση αυτή η συνθήκη που ορίστηκε είναι το αραιό διάλυμα που εξέρχεται να βρίσκεται σε κορεσμένη υγρή φάση.

### **Αντλία Διαλύματος (PUMP)**

Προσομοιώνεται σαν μία αντλία με πίεση εξόδου 88mbar με υποτιθέμενη 100% απόδοση αφού η ενέργεια που καταναλώνει είναι πάρα πολύ μικρή σε σχέση με τα θερμικά καθήκοντα των άλλων συσκευών.

### **Εναλλάκτης Αραιού Διαλύματος (HEXCHANG)**

Υπολογίστηκε ένα σταθερό γινόμενο UA δεδομένου ότι σε πρότυπες συνθήκες η θερμοκρασία εξόδου του πυκνού διαλύματος είναι περίπου 40°C.

### **Γεννήτρια (GTHEAT-DFLASH)**

Η προσομοίωση της γεννήτριας γίνεται μέσω δύο συσκευών, ενός διαχωριστήρα (DFLASH) και ενός heater(GTHEAT). Από την βιβλιογραφία της Yazaki [11] αντλήθηκαν τα δεδομένα απόδοσης της γεννήτριας σε διαφορετικές θερμοκρασίες ζεστού νερού. Μέσω του λογισμικού Mathematica έγινε παρεμβολή των δεδομένων αυτών με αποτέλεσμα μία συνάρτηση που συσχετίζει την θερμότητα που εισάγεται στην γεννήτρια με την θερμοκρασία του εισερχόμενου ζεστού νερού. Βάση αυτής της συνάρτησης, το GTHEAT υπολογίζει μέσω κώδικα Fortran την θερμότητα που θα απορροφήσει ο διαχωριστήρας DFLASH. Αυτός με την σειρά του θα βράσει το διάλυμα παράγοντας υπέρθερμο ατμό και πυκνό διάλυμα. Αυτή η πολύπλοκη διαδικασία σχεδιάστηκε για να μπορέσει να μελετηθεί η επίδραση των εξωτερικών παραγόντων στον chiller.

### **Συμπυκνωτής (CONDENS)**

Προσομοιώνεται ως μία συσκευή heater με την συνθήκη ότι η εξαγωγή του είναι κορεσμένος ατμός.

## **Βαλβίδες Στραγγαλισμού (B89,B56)**

Επιλέγεται αδιαβατική λειτουργία και πίεση εξόδου ίση με την πίεση του ρεύματος 1.

## **Εξατμιστήρας (EVAP)**

Προσομοιώνεται ως μία συσκευή heater με την συνθήκη ότι η εξαγωγή του είναι κορεσμένη υγρή φάση.

Πέρα από τις παραπάνω συσκευές σχεδιάζονται τα βοηθητικά heater ABSC, CONDENS, EVAPC για να πραγματοποιούν την μεταφορά της θερμότητας του απορροφητήρα, του συμπυκνωτή και του εξατμιστήρα, αντίστοιχα, στο νερό του κυκλώματος ψύξης και στο νερό των coil. Ακόμη, προστίθεται το heater cooltove για να παριστάνει την συνολική μεταφορά θερμότητας του συστήματος στο περιβάλλον μέσω του πύργου ψύξης. Ως input δέχεται την θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης.

## **Λειτουργία Θέρμανσης**

Η λειτουργία θέρμανσης επιτυγχάνεται μέσω ενός κώδικα Fortran που επιφέρει τις εξής αλλαγές στο σύστημα: α) απενεργοποιεί το κύκλωμα του πύργου ψύξης, τον συμπυκνωτή και τις βαλβίδες στραγγαλισμού. β) μετατρέπει τον εξατμιστήρα σε συμπυκνωτή και τον απορροφητήρα σε απλό θάλαμο ανάμιξης. Ως αποτέλεσμα, από την γεννήτρια μεταφέρεται υπέρθερος ατμός στον εξατμιστή όπου συμπυκνώνεται παράγοντας ψύξη και στην συνέχεια αναμιγνύεται με τον πλούσιο διάλυμα στον απορροφητήρα. Όλη η διαδικασία γίνεται σε σταθερή πίεση, την πίεση εξόδου της αντλίας.

### **4.3.2 Μοντελοποίηση Διπλού Σταδίου Απορρόφησης**

Για την προσομοίωση του ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου σχηματίστηκε ένα διάγραμμα ροής (Σχήμα 4.3) ψύξης απορρόφησης νερού βρωμιούχου λιθίου τροφοδοτούμενο από καυσαέρια αεριοστροβίλου. Η διαστασιολόγηση του έγινε βάση του μοντέλου της Sakura CHP005 ψυκτικής ισχύος 50 ψυκτικών τόνων ή 176 kW με πρόσθετη λειτουργία θέρμανσης. Για περισσότερα τεχνικά χαρακτηριστικά ανατρέξτε στο παράρτημα 9.3.

Η μοντελοποίηση της ψύξης απορρόφησης διπλού σταδίου είναι όμοια με την μοντελοποίηση του διπλού σταδίου ακολουθώντας την ίδια λογική και μέθοδο. Οι διαφορές έγκεινται στις παρακάτω συσκευές:

## **Εναλλάκτης Πυκνού και Μέτριας Πυκνότητας Διαλύματος**

Υπάρχουν πλέον δύο εναλλάκτες που προθερμαίνουν το αραιό διάλυμα πριν εισέλθει στην γεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας για λόγους απόδοσης. Ο ένας χρησιμοποιεί σαν ζεστό ρεύμα το μέτριας πυκνότητας διάλυμα που εξέρχεται από την γεννήτρια υψηλής πίεσης και ο άλλος το ακόμα πιο πυκνό διάλυμα από την γεννήτρια χαμηλής πίεσης. Και στους δύο χρησιμοποιήθηκε



ένα σταθερό γινόμενο UA βάση την θερμοκρασία εξόδου του αραιού διαλύματος σε πρότυπες συνθήκες (60°C και 120°C).

### **Αντλία (Pump), Βαλβίδες Στραγγαλισμού (B89,B56, B18,B19)**

Η αντλία οδηγεί το αραιό διάλυμα στην γεννήτρια υψηλής πίεσης, (75.86 kPa). Οι βαλβίδες στραγγαλισμού B18, B19 οδηγούν το συμπύκνωμα υψηλής θερμοκρασίας και το μέτριας πυκνότητας διάλυμα στο μεσαίο επίπεδο πίεσης 6,159 kPa ενώ οι B89,B56 το συμπύκνωμα χαμηλής θερμοκρασίας και το πυκνό διάλυμα στο χαμηλό 0.747 kPa.

### **Γεννήτρια Υψηλής Πίεσης (HDES)**

Προσομοιώνεται με ένα εναλλάκτη (HDESHEXCH) και ένα διαχωριστήρα (HDESFLAS). Καθώς δεν βρέθηκαν δεδομένα στην βιβλιογραφία όπως στην περίπτωση του μονού για να σχηματιστεί μία συνάρτηση που θα εκφράζει ακριβώς την σχέση της θερμοκρασίας του θερμού μέσου με την μεταφερόμενη θερμότητα στον διαχωριστήρα, ακολουθήθηκε ένας διαφορετικός σχεδιασμός. Επιλέχθηκε ένα εναλλάκτης θερμότητας του οποίου το σταθερό γινόμενο UA εκτιμήθηκε βάσει των τεχνικών πληροφοριών της εταιρείας του ψύκτη για το θερμικό καθήκον της γεννήτριας. Το προϊόν αυτού του εναλλάκτη είναι μίγμα υπέρθερμου ατμού και υπέρθερμου πυκνού διαλύματος τα οποία στην συνέχεια διαχωρίζονται στον HDESFLAS

### **Συμπυκνωτής Υψηλής Πίεσης (HCON)**

Συμπυκνώνει τον υπέρθερμο ατμό της γεννήτριας υψηλής πίεσης σε κορεσμένη κατάσταση οδηγώντας τον στον συμπυκνωτή χαμηλής πίεσης και η παραγόμενη θερμότητα τροφοδοτείται στην γεννήτρια χαμηλής πίεσης.

### **Γεννήτρια Χαμηλής Πίεσης (LDES)**

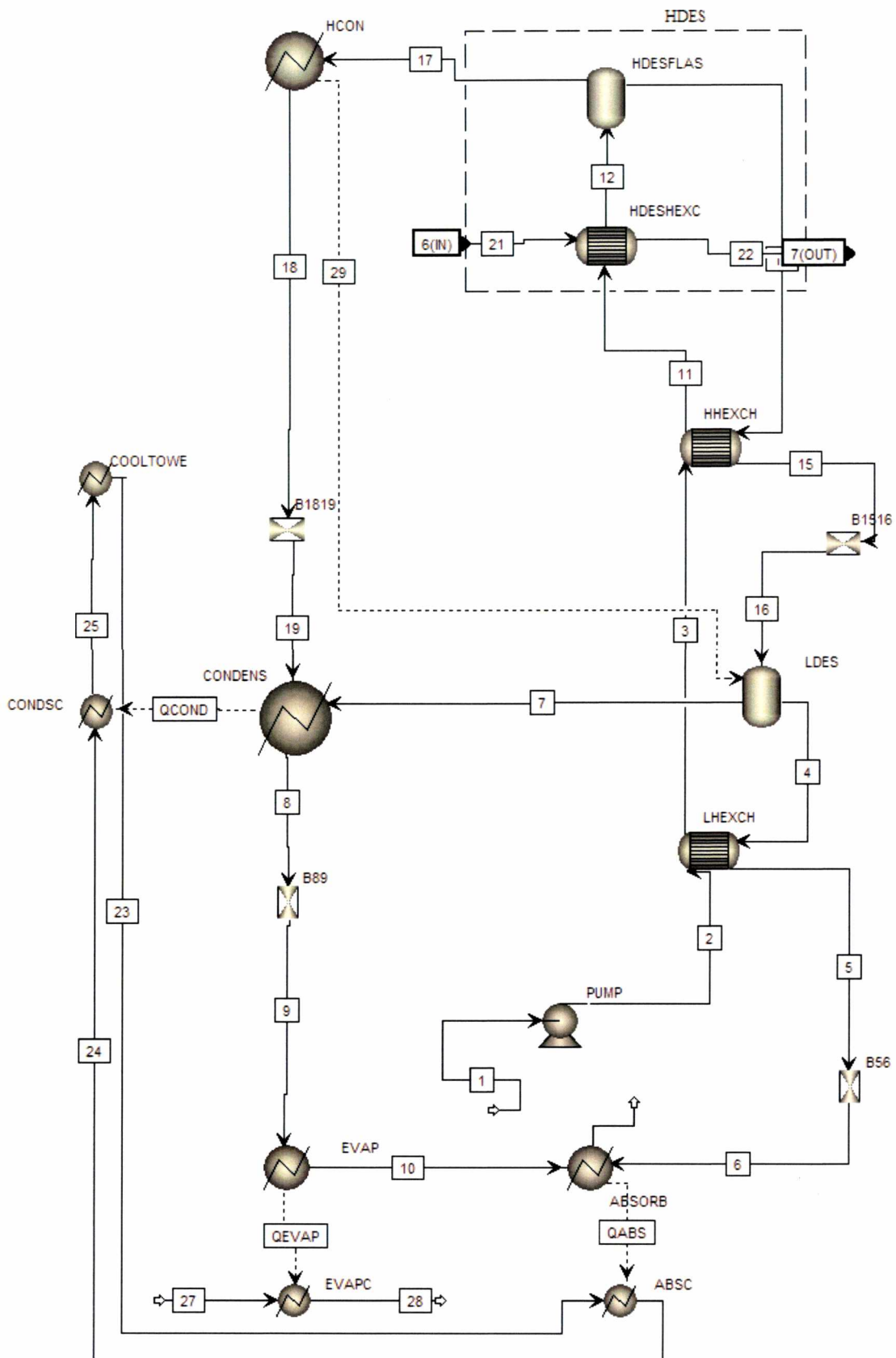
Προσομοιώνεται με ένα διαχωριστήρα που σαν input δέχεται τη θερμότητα από τον HCON παράγοντας υπέρθερμο ατμό για τον συμπυκνωτή Condens και πυκνό διάλυμα για τον απορροφητήρα.

### **Συμπυκνωτής Χαμηλής Πίεσης (CONDENS)**

Συμπυκνώνει τον υπέρθερμο ατμό της γεννήτριας χαμηλής πίεσης σε κορεσμένη κατάσταση, τον αναμιγνύει με το συμπύκνωμα του συμπυκνωτή υψηλής πίεσης και τον οδηγεί στον εξατμιστήρα

### **Λειτουργία Θέρμανσης**

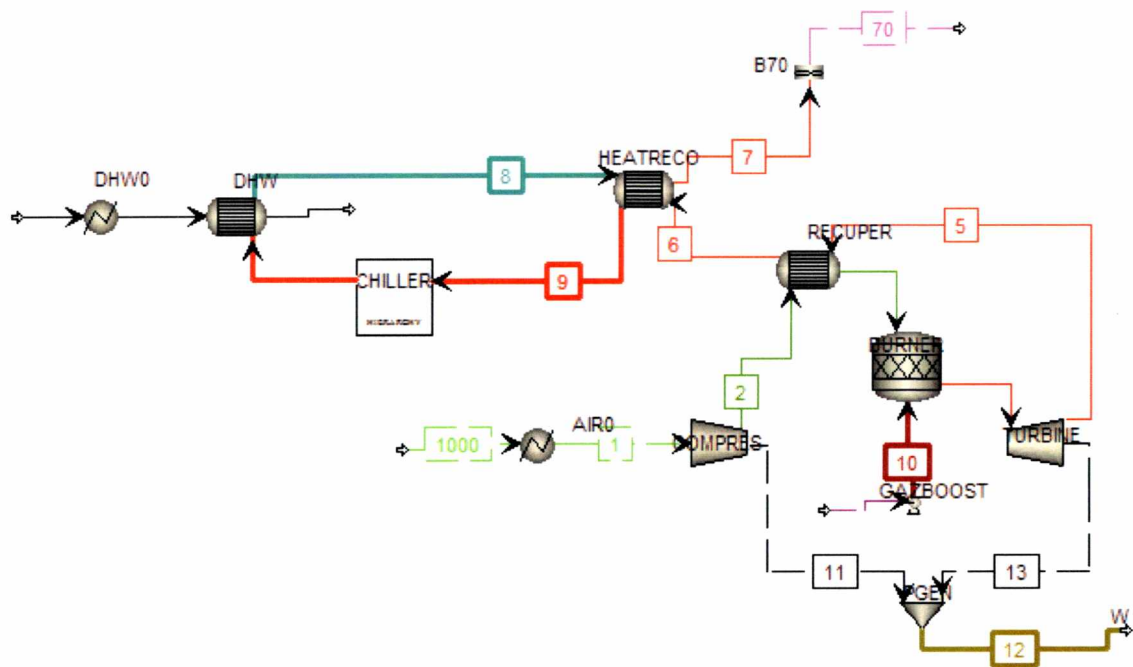
Επιτυγχάνεται μέσω ενός κώδικα Fortran που επιφέρει τις εξής αλλαγές: α) απενεργοποιεί τον HCON, CONDENS, τις βαλβίδες στραγγαλισμού και τον LDES β) τροποποιεί την παροχή μάζας του διαλύματος και την πίεση της αντλίας γ) μετατρέπει τον εξατμιστήρα σε συμπυκνωτή ώστε να ψύξει το νερό των coil και τον απορροφητήρα σε απλό θάλαμο ανάμιξης.



Σχήμα 4.3: Διάγραμμα Ροής Ψύξης Απορρόφησης Διπλού Σταδίου

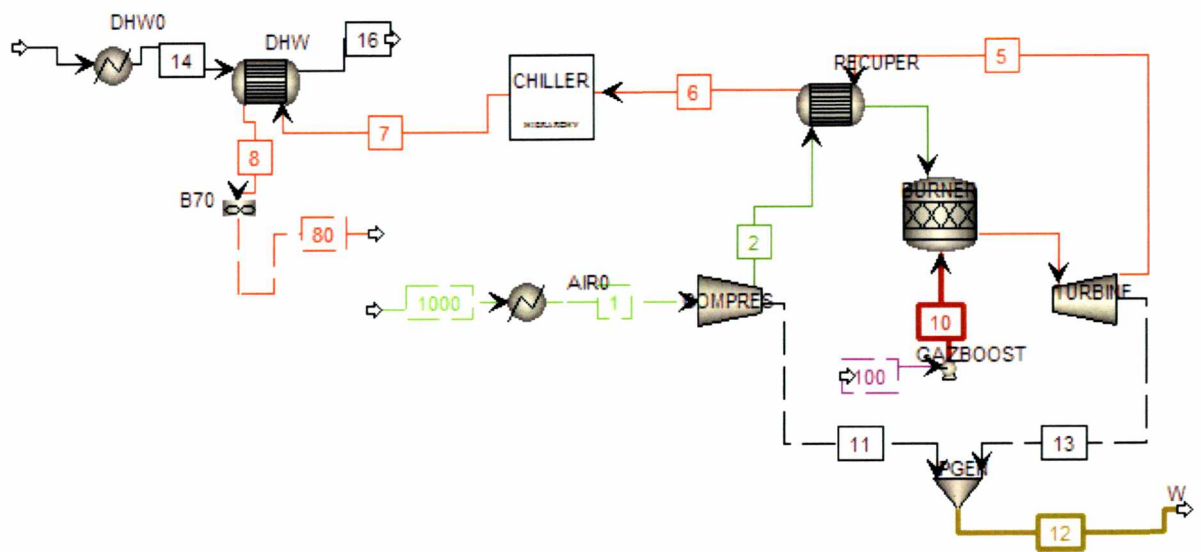
#### 4.4 Μοντελοποίηση Τριπαραγωγής

Για την μοντελοποίηση της τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου συνδέθηκαν τα πρώτα δύο μοντέλα που περιγράφηκαν παραπάνω (Σχήμα 4.4). Η σύνδεση επετεύχθη με τον σχεδιασμό ενός κλειστού κυκλώματος νερού που δέχεται την θερμότητα από τον εναλλάκτη ανάκτησης των καυσαερίων HEATRECO του μικροστροβίλου, τροφοδοτεί τον ψύκτη και στην συνέχεια θερμαίνει στον εναλλάκτη DHW ζεστό νερό χρήσης 60°C.



**Σχήμα 4.4:** Διάγραμμα Ροής Τριπαραγωγής με Ψύξη Απορρόφησης Μονού Σταδίου τροφοδοτούμενη με ζεστό νερό

Για την μοντελοποίηση της τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου συνδέθηκαν το μοντέλο του μικροστροβίλου με αυτό του ψύκτη διπλού σταδίου (Σχήμα 4.5). Η σύνδεση επετεύχθη με την άμεση τροφοδοσία των καυσαερίων από τον προθερμαντήρα του μικροστροβίλου, στον ψύκτη και στην συνέχεια στον εναλλάκτη DHW για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης 60°C.



**Σχήμα 4.5:** Διάγραμμα Ροής Τριπαραγωγής με Ψύξη Απορρόφησης Διπλού Σταδίου τροφοδοτούμενη με τα καυσάερια του μικροστροβίλου

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

### ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ

#### ΣΕ ΠΡΟΤΥΠΕΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ

#### 5.1 Αποτελέσματα Μικροστροβίλου

Το μοντέλο του μικροστροβίλου σε πρότυπες συνθήκες εισόδου αέρα 15°C και 60%RH δίνει:

Ρεύματα	1	2	3	4	5
Είσοδος στο:	COMPRES	RECUPER	BURNER	TURBINE	RECUPER
Έξοδος από:	AIRO	COMPRES	RECUPER	BURNER	TURBINE
Φάση:	VAPOR	VAPOR	VAPOR	VAPOR	VAPOR
Περιεκτ. H <sub>2</sub> O κ.β.	6.31E-03	6.31E-03	6.31E-03	6.25E-03	6.25E-03
Παροχή ( kg/sec)	0.79334	0.79334	0.79334	0.799997	0.799997
Θερμοκρασία (°C)	15	200.0921	597.8966	937.137	651.9454
Πίεση (Pa)	1.01E+05	4.57E+05	4.57E+05	4.07E+05	1.10E+05
Ποσ. υδρατμού	1	1	1	1	1

Ρεύματα	6	7	8	9	10
Είσοδος στο:	HEATRECO	B70	HEATRECO		BURNER
Έξοδος από:	RECUPER	HEATRECO		HEATRECO	GAZBOOST
Φάση:	VAPOR	VAPOR	LIQUID	LIQUID	VAPOR
Περιεκτ. H <sub>2</sub> O κ.β.	6.25E-03	6.25E-03	1	1	0
Παροχή ( kg/sec)	0.799997	0.799997	1.87	1.87	6.66E-03
Θερμοκρασία (°C)	269.8341	70.6235	50	69.7182	60
Πίεση (Pa)	1.10E+05	1.01E+05	7.50E+05	7.50E+05	6.00E+05
Ποσ. υδρατμού	1	1	0	0	1

**Πίνακας 5.1:** Αποτελέσματα μικροστροβίλου σε πρότυπες συνθήκες εισόδου αέρα 15°C, 60%RH

Έργο στροβίλου  $W_{tur}=99.958 \text{ kW}$

Θερμότητα Ανάκτησης από τα καυσαέρια  $Q_{rec}= 166.641 \text{ kW}$

Παροχή καυσίμου CH<sub>4</sub>:  $\dot{m}_{fuel}=0.006657 \text{ kg/s}$

Θερμογόνος δύναμη καυσίμου: LHV=802341 kJ/kmol

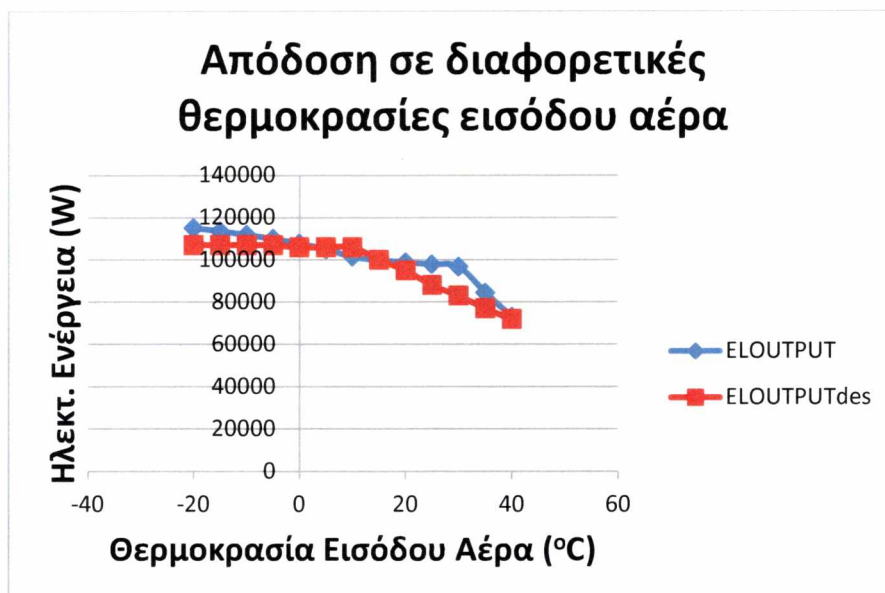
Μοριακό Βάρος Καυσίμου:  $M_r=16$

Προσδιδόμενη Ενέργεια Καυσίμου=  $\dot{E}_{fuel} = \frac{\dot{m}_{fuel}LHV}{M_r} = 333.83 \text{ kW}$

Ηλεκτρικός Βαθμός Απόδοσης:  $n_e = \frac{W_{tur}}{\dot{E}_{fuel}} = 0.299 \text{ kW}$

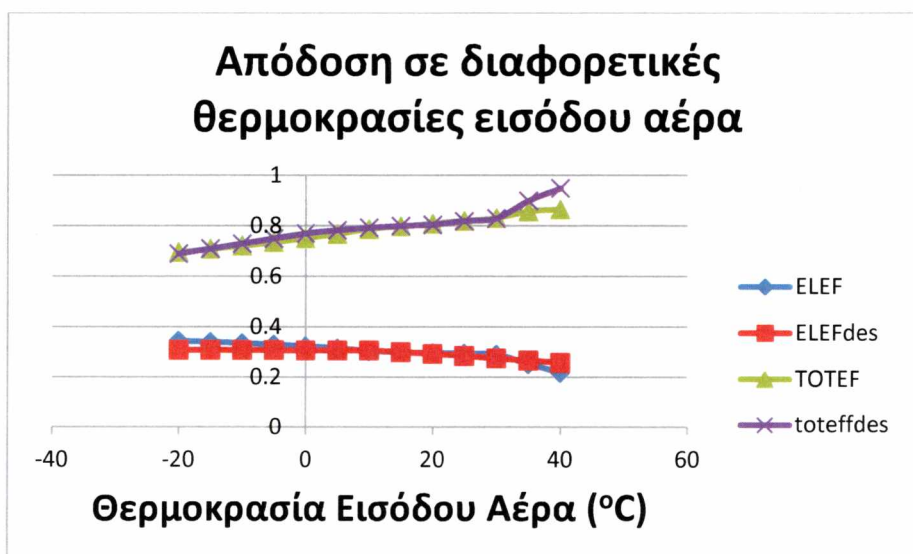
Ολικός Βαθμός Απόδοσης:  $n_{tot} = \frac{W_{tur}+Q_{rec}}{\dot{E}_{fuel}} = 0.794 \text{ kW}$

Συγκρίνοντας με τις τιμές του παραρτήματος 9.1 παρατηρούμε ικανοποιητική συμφωνία. Στην συνέχεια συγκρίνεται η απόδοση του μοντέλου σε διαφορετικές θερμοκρασίες εισερχόμενου αέρα και στην μερική φόρτιση σε σχέση με τις τεχνικές πληροφορίες της Turbec, βιβλιογραφία [8] (η κατάληξη des υποδηλώνει τις τιμές του technical description της Turbec).

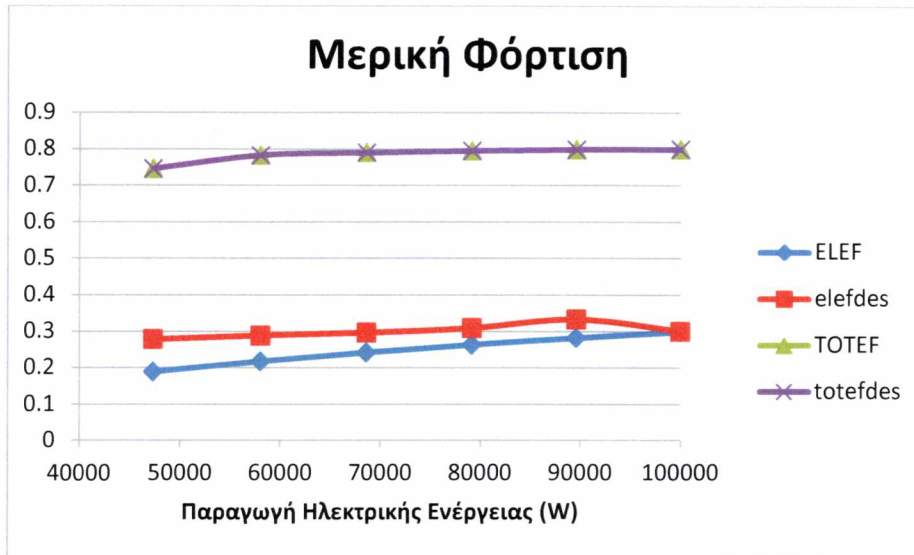


**Διάγραμμα 5.1:** Ηλεκτρική παραγωγή μικροστροβίλου σε διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου αέρα

Δίνονται οι τιμές του ηλεκτρικού συντελεστή απόδοσης και του ολικού δηλαδή του αθροίσματος θερμικού και ηλεκτρικού σε διαφορετικές θερμοκρασίες αέρα



**Διάγραμμα 5.2:** Συντελεστές Απόδοσης μικροστροβίλου σε διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου αέρα



**Διάγραμμα 5.3:** Απόδοση μικροστροβίλου σε μερική φόρτιση

Παρατηρείται ικανοποιητική συμφωνία των αποτελεσμάτων, επομένως το μοντέλο προσομοιάζει αποτελεσματικά την πραγματική απόδοση ενός μικροστροβίλου.

## 5.2 Αποτελέσματα Ψυκτών Απορρόφησης

Η μέθοδος μοντελοποίησης των ψυκτών απορρόφησης του Sommers [1],[2] που ακολουθήθηκε και εδώ έχει συγκριθεί με πειραματικά και αριθμητικά αποτελέσματα παρουσιάζοντας ικανοποιητική σύγκλιση. Παρ'όλα αυτά, στο κεφάλαιο αυτό θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα των δύο μοντέλων με τις πρόσθετες αλλαγές που έγιναν σε πρότυπες συνθήκες λειτουργίας και θα συγκριθούν με τα δεδομένα απόδοσης των τεχνικών πληροφοριών της Yazaki και Sakura ενώ θα εξεταστούν τα ισοζύγια μάζας και ενέργειας.

### 5.2.1 Αποτελέσματα Μονού Σταδίου

Τα αποτελέσματα του ψύκτη μονού σταδίου σε θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού τροφοδοσίας 88°C είναι:

Ρεύματα	1	1A	2	3	4	5
Είσοδος στο:	PUMP		HEXCHANG	DFLASH	HEXCHANG	B56
Έξοδος από:		ABSORB	PUMP	HEXCHANG	DFLASH	HEXCHANG
Φάση:	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID
Περιεκτ. H <sub>2</sub> O κ.β.	0.45	0.450006	0.45	0.45	0.431903	0.431903
Παροχή ( kg/sec)	0.95	0.950011	0.95	0.95	0.919738	0.919738
Θερμοκρασία (°C)	31.6845	31.6845	31.6919	69.4893	80.8112	41.0444
Πίεση (Pa)	800	800	8800	8800	8800	8800
Ποσ. υδρατμού	0	0	0	0	0	0
Ρεύματα	6	7	8	9	10	11
Είσοδος στο:	ABSORB	CONDENS	B89	EVAP	ABSORB	GTHEAT
Έξοδος από:	B56	DFLASH	CONDENS	B89	EVAP	
Φάση:	MIXED	VAPOR	LIQUID	MIXED	VAPOR	LIQUID
Περιεκτ. H <sub>2</sub> O κ.β.	0.43191	1	1	1	1	1
Παροχή ( kg/sec)	0.919749	0.03026	0.03026	0.030262	0.030262	4.8
Θερμοκρασία (°C)	35.0233	80.8112	43.3382	3.7605	3.7606	88
Πίεση (Pa)	800	8800	8800	800	800	5.00E+05
Ποσ. υδρατμού	6.76E-03	1	0	0.066484	1	0
Ρεύματα	12	13	14	15	16	17
Είσοδος στο:		ABSC	CONDSW	COOLTOWE	EVAPC	
Έξοδος από:	GTHEAT	COOLTOWE	ABSC	CONDSW		EVAPC
Φάση:	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID
Περιεκτ. H <sub>2</sub> O κ.β.	1	1	1	1	1	1
Παροχή ( kg/sec)	4.8	10.2	10.2	10.2	3.05	3.05
Θερμοκρασία (°C)	83.0722	31	35.5679	37.3274	12.5	6.9881
Πίεση (Pa)	5.00E+05	3.00E+05	3.00E+05	3.00E+05	5.00E+05	5.00E+05
Ποσ. υδρατμού	0	0	0	0	0	0

**Πίνακας 5.2:** Αποτελέσματα ρευμάτων ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου (λειτουργία ψύξης)



Από την σύγκριση των δεδομένων στο σημείο διακοπής (ρεύματα 1-1A) παρατηρείται ότι το μοντέλο έχει συνέχεια και ικανοποιείται η αρχή διατήρησης της μάζας. Επίσης τα δεδομένα απόδοσης στις τεχνικές πληροφορίες του παραρτήματος 9.2 συμφωνούν ικανοποιητικά με τα αποτελέσματα.

### Θερμικά καθήκοντα συσκευών

$Q_{\text{evaporator}} = \text{Reflow} = 70389 \text{ W}$

$Q_{\text{generator}} = 99310.95 \text{ W}$

$Q_{\text{absorber}} = 94656.8064 \text{ W}$

$Q_{\text{condenser}} = 75054.54 \text{ W}$

$Q_{\text{cooltower}} = Q_{\text{condenser}} + Q_{\text{absorber}} = 169711 \text{ W}$

$W_{\text{pump}} = 16.55 \text{ W}$

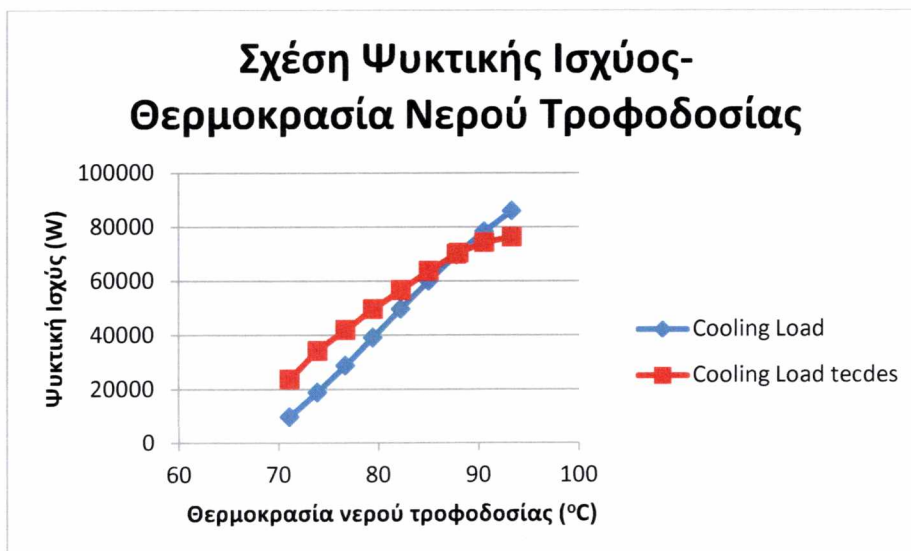
Παρατηρείται επίσης ότι ισχύει η διατήρηση ενέργειας:

$Q_{\text{evaporator}} + W_{\text{pump}} + Q_{\text{generator}} - Q_{\text{absorber}} - Q_{\text{condenser}} \cong 4 \text{ W}$

Ο συντελεστής λειτουργίας του ψύκτη είναι:

$$COP_{\text{cooling}} = \frac{\text{Reflow}}{W_{\text{pump}} + Q_{\text{generator}}} = 0.7086$$

Στην συνέχεια γίνεται σύγκριση της συμπεριφοράς του μοντέλου σε διαφορετικές θερμοκρασίες ζεστού νερού χρήσης. Μέσω του τρόπου σχεδίασης του μοντέλου η σχέση της θερμότητας που μεταφέρεται στην γεννήτρια με την θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας ταυτίζεται με τα δεδομένα της Yazaki. Παρακάτω παρουσιάζεται η σχέση της θερμοκρασίας του νερού τροφοδοσίας με το ψυκτικό φορτίο και συγκρίνεται με τις τεχνικές πληροφορίες της εταιρείας.



**Διάγραμμα 5.4:** Σχέση Ψυκτικής Ισχύος Ψύκτη Μονού Σταδίου-Θερμοκρασία Νερού Τροφοδοσίας

## Λειτουργία Θέρμανσης

Τα αποτελέσματα του μοντέλου σε λειτουργίας θέρμανσης για τις ίδιες συνθήκες τροφοδοσίας είναι τα παρακάτω:

Ρεύματα	1	1A	2	3	4	5
Είσοδος στο:	PUMP		HEXCHANG	DFLASH	HEXCHANG	B56
Έξοδος από:		ABSORB	PUMP	HEXCHANG	DFLASH	HEXCHANG
Φάση:	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID
Περιεκτ. Η <sub>2</sub> O κ.β.	0.45	0.449999	0.45	0.45	0.427079	0.427079
Παροχή ( kg/sec)	0.95	0.949999	0.95	0.95	0.911993	0.911993
Θερμοκρασία (°C)	350.4339	350.4339	350.4339	353.8828	354.9475	351.2682
Πίεση (Pa)	8800	8800	8800	8800	8800	8800
Ποσοστό υδρατμού	0	0	0	0	0	0

Ρεύματα	6	7	8	9	10	11
Είσοδος στο:	ABSORB	CONDENS	B89	EVAP	ABSORB	GTHEAT
Έξοδος από:	B56	DFLASH	CONDENS	B89	EVAP	
Φάση:	LIQUID	VAPOR	VAPOR	VAPOR	LIQUID	LIQUID
Περιεκτ. Η <sub>2</sub> O κ.β.	0.427078	1	1	1	1	1
Παροχή ( kg/sec)	0.911992	0.038006	0.038006	0.038007	0.038007	4.8
Θερμοκρασία (°C)	351.2682	354.9475	354.9475	354.9475	316.4882	361.15
Πίεση (Pa)	8800	8800	8800	8800	8800	5.00E+05
Ποσοστό υδρατμού	0	1	1	1	0	0

Ρεύματα	12	13	14	15	16	17
Είσοδος στο:		ABSC	CONDSW	COOLTOWE	EVAPC	
Έξοδος από:	GTHEAT	COOLTOWE	ABSC	CONDSW		EVAPC
Φάση:	LIQUID	MISSING	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID
Περιεκτ. Η <sub>2</sub> O κ.β.	1		0	0	1	1
Παροχή ( kg/sec)	4.8	0	0	0	3.05	3.05
Θερμοκρασία (°C)	356.2222		304.15	304.15	320.55	327.9156
Πίεση (Pa)	5.00E+05		3.00E+05	3.00E+05	5.00E+05	5.00E+05
Ποσοστό υδρατμού	0		0	0	0	0

**Πίνακας 5.3:** Αποτελέσματα ρευμάτων ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου (λειτουργία θέρμανσης)

## Θερμικά καθήκοντα συσκευών

Qevaporator=Heatload= 93915.6758 W

Qgenerator=99310.9579 W

Qabsorber= 5327.66937 W

Qcondenser=422.614297 W

$$Q_{cooltower} = Q_{condenser} + Q_{absorber} = 5749 \text{ W}$$

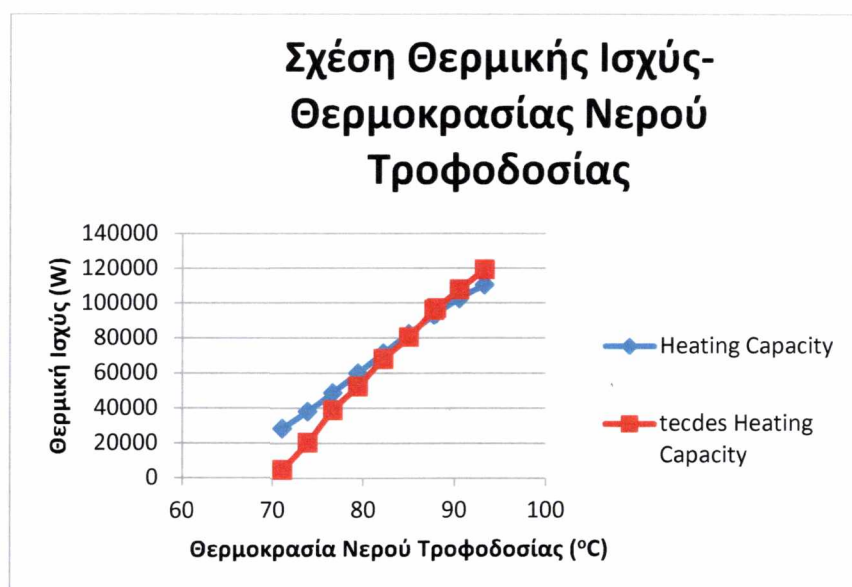
$$W_{pump} = 0 \text{ W}$$

Παρατηρείται επίσης ότι ισχύει η διατήρηση ενέργειας:

$$Q_{evaporator} + W_{pump} + Q_{generator} - Q_{absorber} - Q_{condenser} \cong 353 \text{ W}$$

$$COP_{heating} = \frac{Q_{evap}}{W_{pump} + Q_{generator}} = 0.945$$

Τα αριθμητικά αποτελέσματα φαίνεται ότι ικανοποιούν τις αρχές διατήρησης μάζας και ενέργειας ενώ συμφωνούν ικανοποιητικά με τις τεχνικές πληροφορίες στο παράρτημα 9.2 και στην λειτουργία της θέρμανσης.



**Διάγραμμα 5.5:** Σχέση Θερμικής Ισχύος Ψύκτη Μονού Σταδίου-Θερμοκρασία Νερού Τροφοδοσίας

Παρατηρούμε ότι το μοντέλο προσομοιώνει ικανοποιητικά την συμπεριφορά του ψύκτη σε διαφορετικές θερμοκρασίες νερού τροφοδοσίας τόσο στην λειτουργία της θέρμανσης όσο και της ψύξης. Επομένως, έχουμε ένα ρεαλιστικό μοντέλο ψύκτη μονού σταδίου για ενσωμάτωση στην μοντελοποίηση της τριπαραγωγής.

## 5.2.2 Αποτελέσματα Διπλού Σταδίου

Τα αποτελέσματα του ψύκτη διπλού σταδίου σε θερμοκρασία εισόδου καυσαερίων τροφοδοσίας 450°C και παροχής 0,439kg/s είναι:

Ρεύματα	1	1A	2	3	4	5
Είσοδος στο:	PUMP		LHEXCH	HHEXCH	LHEXCH	B56
Έξοδος από:		ABSORB	PUMP	LHEXCH	LDES	LHEXCH
Φάση:	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID	LIQUID
Περιεκτ. H <sub>2</sub> O κ.β.	0.432	0.432002	0.432	0.432	0.331912	0.3319118
Παροχή ( kg/sec)	0.5	0.500002	0.5	0.5	0.425094	0.4250936
Θερμοκρασία (°C)	33.30044	33.30044	33.31077	65.28091	96.61229	56.02209
Πίεση (Pa)	0.7466	0.7466	75.86044	75.86044	6.15949	6.15949
Ποσοστό υδρατμού	0	0	0	0	0	0

Ρεύματα	6	7	8	9	10	11
Είσοδος στο:	ABSORB	CONDENS	B89	EVAP	ABSORB	HDESHEXC
Έξοδος από:	B56	LDES	CONDENS	B89	EVAP	HHEXCH
Φάση:	MIXED	VAPOR	LIQUID	MIXED	VAPOR	LIQUID
Περιεκτ. H <sub>2</sub> O κ.β.	0.331925	1	1	1	1	0.432
Παροχή ( kg/sec)	0.425102	0.034364	0.074897	0.0749	0.0749	0.5
Θερμοκρασία (°C)	53.6101	96.61229	36.64622	2.7838	2.783927	120.0634
Πίεση (Pa)	0.7466	6.15949	6.15949	0.7466	0.7466	75.86044
Ποσοστό υδρατμού	2.65E-03	1	0	0.056847	1	0

Ρεύματα	12	14	15	16	17	18
Είσοδος στο:	HDESFLAS	HHEXCH	B1516	LDES	HCON	B1819
Έξοδος από:	HDESHEXC	HDESFLAS	HHEXCH	B1516	HDESFLAS	HCON
Φάση:	MIXED	LIQUID	LIQUID	MIXED	VAPOR	LIQUID
Περιεκτ. H <sub>2</sub> O κ.β.	0.432	0.381887	0.381887	0.381887	1	1
Παροχή ( kg/sec)	0.5	0.459463	0.459463	0.459463	0.040533	0.0405334
Θερμοκρασία (°C)	150.7197	150.7223	90.19319	84.39632	150.7223	92.08669
Πίεση (Pa)	75.86044	75.86044	75.86044	6.15949	75.86044	75.86044
Ποσοστό υδρατμού	0.121404	0	0	6.51E-03	1	0

Ρεύματα	19	21	22	23	24	25
Είσοδος στο:	CONDENS	HDESHEXC		ABSC	CONDSC	COOLTOWE
Έξοδος από:	B1819		HDESHEXC	COOLTOWE	ABSC	CONDSC
Φάση:	MIXED	VAPOR	VAPOR	LIQUID	LIQUID	LIQUID
Περιεκτ. H <sub>2</sub> O κ.β.	1	6.25E-03	6.25E-03	1	1	1
Παροχή ( kg/sec)	0.040533	0.439	0.439	13.8	13.8	13.8

Θερμοκρασία (°C)	36.64574	450	164.9514	32	35.64268	37.31199
Πίεση (Pa)	6.15949	110	110	1000	1000	1000
Ποσοστό υδρατμού	0.096212	1	1	0	0	0

Ρεύματα	27	28
Είσοδος στο:	EVAPC	
Έξοδος από:		EVAPC
Φάση:	LIQUID	LIQUID
Περιεκτ. H <sub>2</sub> O κ.β.	1	1
Παροχή ( kg/sec)	8.38	8.38
Θερμοκρασία (°C)	12	6.981169
Πίεση (Pa)	1000	1000
Ποσοστό υδρατμού	0	0

**Πίνακας 5.4:** Αποτελέσματα ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου σε λειτουργία ψύξης σε πρότυπες συνθήκες

Παρατηρώντας το σημείο διακοπής 1-1A επιβεβαιώνεται ξανά η συνέχεια και η διατήρηση μάζας στο μοντέλο ενώ σε σύγκριση με τα δεδομένα του παραρτήματος 9.3 παρατηρείται ικανοποιητική συμφωνία.

$Q_{\text{evaporator}} = \text{Refrigerant} = 176176.021 \text{ W}$

$Q_{\text{generator}} = 134500 \text{ W}$

$Q_{\text{absorber}} = 214453.10 \text{ W}$

$Q_{\text{condenser}} = 96299.61 \text{ W}$

$Q_{\text{cooltower}} = Q_{\text{condenser}} + Q_{\text{absorber}} = 310682 \text{ W}$

$W_{\text{pump}} = 23.779 \text{ W}$

Παρατηρείται επίσης ότι ισχύει η διατήρηση ενέργειας:

$Q_{\text{evaporator}} + W_{\text{pump}} + Q_{\text{generator}} - Q_{\text{absorber}} - Q_{\text{condenser}} \cong 100 \text{ W}$

$$COP_{\text{cooling}} = \frac{\text{Refrigerant}}{W_{\text{pump}} + Q_{\text{generator}}} = 1.3$$

Σε αυτό το σημείο είναι φανερή η αύξηση απόδοσης που επιτυγχάνεται με χρήση του διπλού σταδίου ψύκτη αφού χαρακτηρίζεται με 85% αυξημένο συντελεστή λειτουργίας (1.3 αντί 0.7).

### Λειτουργία Θέρμανσης

Ρεύματα	1	1A	2	3	4	5
Είσοδος στο:	PUMP		LHEXCH	HHEXCH	LHEXCH	B56
Έξοδος από:		ABSORB	PUMP	LHEXCH	LDES	LHEXCH
Φάση:	LIQUID	LIQUID	LIQUID	MIXED	LIQUID	LIQUID
Περιεκτ. Η <sub>2</sub> O κ.β.	0.432	0.432006	0.432	0.432	0.349817	0.3498173
Παροχή ( kg/sec)	0.5	0.500005	0.5	0.5	0.4368	0.4368003
Θερμοκρασία (°C)	38.24956	38.24956	38.24956	38.28032	39.82907	39.26229
Πίεση (Pa)	1	1	1	1	1	1
Ποσοστό υδρατμού	0	0	0	4.74E-04	0	0

Ρεύματα	6	7	8	9	10	11
Είσοδος στο:	ABSORB	CONDENS	B89	EVAP	ABSORB	HDESHEXC
Έξοδος από:	B56	LDES	CONDENS	B89	EVAP	HHEXCH
Φάση:	LIQUID	MISSING	VAPOR	VAPOR	LIQUID	MIXED
Περιεκτ. Η <sub>2</sub> O κ.β.	0.349823		1	1	1	0.432
Παροχή ( kg/sec)	0.436804	0	0.063201	0.063201	0.063201	0.5
Θερμοκρασία (°C)	39.25898		54.51394	54.51393	6.969598	39.11364
Πίεση (Pa)	1	1	1	1	1	1
Ποσοστό υδρατμού	0		1	1	0	0.0131035

Ρεύματα	12	14	15	16	17	18
Είσοδος στο:	HDESFLAS	HHEXCH	B1516	LDES	HCON	B1819
Έξοδος από:	HDESHEXC	HDESFLAS	HHEXCH	B1516	HDESFLAS	HCON
Φάση:	MIXED	LIQUID	LIQUID	LIQUID	VAPOR	VAPOR
Περιεκτ. Η <sub>2</sub> O κ.β.	0.432	0.349815	0.349815	0.349815	1	1
Παροχή ( kg/sec)	0.5	0.436799	0.436799	0.436799	0.063201	0.0632011
Θερμοκρασία (°C)	54.51465	54.51397	39.83061	39.82907	54.51397	54.51397
Πίεση (Pa)	1	1	1	1	1	1
Ποσοστό υδρατμού	0.189327	0	0	0	1	1

Ρεύματα	19	21	22	23	24	25
Είσοδος στο:	CONDENS	HDESHEXC		ABSC	CONDSC	COOLTOWE
Έξοδος από:	B1819		HDESHEXC	COOLTOWE	ABSC	CONDSC
Φάση:	VAPOR	VAPOR	VAPOR	LIQUID	LIQUID	LIQUID
Περιεκτ. Η <sub>2</sub> O κ.β.	1	6.25E-03	6.25E-03	1	1	1
Παροχή ( kg/sec)	0.063201	0.439	0.439	13.82683	13.82683	13.82683
Θερμοκρασία (°C)	54.51396	450	83.78364	32	32.07825	32.07826
Πίεση (Pa)	1	110	110	1000	1000	1000
Ποσοστό υδρατμού	1	1	1	0	0	0

Ρεύματα	27	28
Είσοδος στο:	EVAPC	
Έξοδος από:		EVAPC
Φάση:	LIQUID	LIQUID
Περιεκτ. Η <sub>2</sub> O κ.β.	1	1
Παροχή ( kg/sec)	8.333	8.333
Θερμοκρασία (°C)	55.3	59.96777
Πίεση (Pa)	1000	1000
Ποσοστό υδρατμού	0	0

**Πίνακας 5.5:** Αποτελέσματα ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου σε λειτουργία θέρμανσης σε πρότυπες συνθήκες

### Θερμικά καθήκοντα συσκευών

$Q_{\text{evaporator}} = \text{Heatload} = 162620.54 \text{ W}$

$Q_{\text{hgenerator}} = 171502.561 \text{ W}$

$Q_{\text{absorber}} = 8833.29736 \text{ W}$

$Q_{\text{condenser}} = 0 \text{ W}$

$Q_{\text{cooltower}} = Q_{\text{condenser}} + Q_{\text{absorber}} = 8833.29736 \text{ W}$

$W_{\text{pump}} = 0 \text{ W}$

Παρατηρείται επίσης ότι ισχύει η διατήρηση ενέργειας:

$Q_{\text{evaporator}} + W_{\text{pump}} + Q_{\text{generator}} - Q_{\text{absorber}} - Q_{\text{condenser}} \cong 49 \text{ W}$

$$COP_{\text{heating}} = \frac{Q_{\text{evaporator}}}{W_{\text{pump}} + Q_{\text{generator}}} = 0.948$$

Παρατηρείται ότι στην λειτουργία θέρμανσης δεν σημειώνεται διαφορά στον συντελεστή λειτουργίας στους ψύκτες μονού και διπλού σταδίου αφού μετατρέπονται και οι δύο σε αντλίες θερμότητας με COP που πλησιάζει την μονάδα. Ουσιαστικά, πρόκειται για την ίδια διάταξη, αφού η λειτουργία της θέρμανσης στον ψύκτη διπλού σταδίου πραγματοποιείται με την απενεργοποίηση της γεννήτριας χαμηλής πίεσης, με αποτέλεσμα την μετατροπή του σε ψύκτη μονού σταδίου με μία γεννήτρια υψηλής θερμοκρασίας. Η υψηλότερη θερμική ισχύς του διπλού σταδίου οφείλεται στο ότι δέχεται θερμότητα από πηγή υψηλότερης θερμοκρασίας από ότι ο ψύκτης του μονού σταδίου. Αυτός είναι και ο λόγος που δεν θα γίνει περαιτέρω σύγκριση σε αυτή την εργασία στην λειτουργία θέρμανσης μονού και διπλού σταδίου.

Δυστυχώς δεν βρέθηκαν στην βιβλιογραφία δεδομένα για την απόδοση του ψύκτη διπλού σταδίου σε διαφορετικές συνθήκες ώστε να γίνει σύγκριση του μοντέλου όπως στον ψύκτη μονού σταδίου. Πάντως η σύγκλιση στην απόδοση στις πρότυπες συνθήκες αποδεικνύει ότι μοντέλο είναι αρκετά αξιόπιστο.

### **5.3 Αποτελέσματα Τριπαραγωγής**

Στην ενότητα αυτή θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα του μοντέλου τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου και διπλού σταδίου τόσο σε λειτουργία ψύξης όσο και θέρμανσης.

#### **5.3.1 Τριπαραγωγή με Ψύκτη Μονού Σταδίου**

Παρακάτω παρατίθενται τα αποτελέσματα της τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου σε 100% φόρτιση και θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος 35°C (λογική θερμοκρασία για την λειτουργία της ψύξης).

Παραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας $W_{tur}$ (kW):	84.447
Παραγωγή Ζεστού Νερού Χρήσης $Q_{dhw}$ (kW):	93.896
Ψυκτικό Φορτίο Ψύκτη Απορρόφησης Refload (kW):	71.9
Ενέργεια Καυσίμου $E_{fuel}$ (kW):	333.8
Κατανάλωση Θερμότητας του Ψύκτη $Q_{gen}$ (kW):	101.1
Συντελεστές Απόδοσης	
Ηλεκτρικός Βαθμός Απόδοσης $\eta_e$ :	25%
Ολικός Βαθμός Απόδοσης $\eta$ :	83%
Συντελεστής Λειτουργίας Ψύκτη Απορρόφησης COP chiller:	0.71
Συντελεστής Εξοικονόμησης Πρωτογενούς Ενέργειας TPES:	14%
Εξεργειακή Ανάλυση	
Ολικός Εξεργειακός Συντελεστής Απόδοσης:	28.3%

**Πίνακας 5.6:** Αποτελέσματα τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου σε λειτουργία ψύξης

Παρατηρούμε ότι ακόμα και με ένα ψύκτη χαμηλού συντελεστή λειτουργίας 0.7 επιτυγχάνεται ένα σύστημα τριπαραγωγής με ολικό συντελεστή απόδοσης 83% και ηλεκτρικό 25%. Δηλαδή, αξιοποιείται σχεδόν το 77% της θερμότητας των καυσαερίων του μικροστροβίλου που ειδάλλως θα αποβάλλονταν στο περιβάλλον, παράγοντας αντί αυτού ικανοποιητικές ποσότητες ψύξης και ζεστού νερού χρήσης. Μάλιστα, ικανοποιείται ακόμα και με ψύκτη μονού σταδίου το κριτήριο υψηλής αποδοτικότητας  $TPES > 10\%$ .

#### **Λειτουργία Θέρμανσης**

Παρακάτω παρατίθενται τα αποτελέσματα της τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου σε 100% φόρτιση και θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος 15°C (λογική θερμοκρασία για την λειτουργία της θέρμανσης).

Παραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας $W_{tur}$ (kW):	101
Παραγωγή Ζεστού Νερού Χρήσης $Q_{dhw}$ (kW):	86.1
Θερμικό Φορτίο Ψύκτη Απορρόφησης Refload (kW):	71
Ενέργεια Καυσίμου $E_{fuel}$ (kW):	333.8
Κατανάλωση Θερμότητας του Ψύκτη $Q_{gen}$ (kW):	75.3
Συντελεστές Απόδοσης	
Ηλεκτρικός Βαθμός Απόδοσης $\eta_e$ :	30%



Ολικός Βαθμός Απόδοσης $\eta$ :	78.3%
Συντελεστής Λειτουργίας Ψύκτη Απορρόφησης COP chiller:	0.94
Συντελεστής Εξοικονόμησης Πρωτογενούς Ενέργειας TPES:	20.6%

**Πίνακας 5.7:** Αποτελέσματα τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου σε λειτουργία θέρμανσης

Παρατηρούμε ότι στην λειτουργία της θέρμανσης, έχουμε αύξηση κατά 5% του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης που συνεπάγεται αντιστοιχεί μείωση στον ολικό. Ακόμα παρατηρείται μικρή αύξηση στον συντελεστή λειτουργίας του ψύκτη και στον συντελεστή εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας. Επομένως από άποψη θερμοδυναμικής φαίνεται ότι είναι λίγο πιο αποδοτική η λειτουργία της θέρμανσης από ότι της ψύξης στον ψύκτη μονού σταδίου.

### 5.3.2 Τριπαραγωγή με Ψύκτη Διπλού Σταδίου

Παρακάτω παρατίθενται τα αποτελέσματα της τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου σε 100% φόρτιση και θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος 35°C (λογική θερμοκρασία για την λειτουργία της ψύξης).

Παραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας $W_{tur}$ (kW):	84.43
Παραγωγή Ζεστού Νερού Χρήσης $Q_{dhw}$ (kW):	94
Ψυκτικό Φορτίο Ψύκτη Απορρόφησης Refload (kW):	167.92
Ενέργεια Καυσίμου $E_{fuel}$ (kW):	333.8
Κατανάλωση Θερμότητας του Ψύκτη $Q_{gen}$ (kW):	134.5
Συντελεστές Απόδοσης	
Ηλεκτρικός Βαθμός Απόδοσης $\eta_e$ :	25%
Ολικός Βαθμός Απόδοσης $\eta_{th}$ :	93%
Συντελεστής Λειτουργίας Ψύκτη Απορρόφησης COP chiller:	1.24
Συντελεστής Εξοικονόμησης Πρωτογενούς Ενέργειας TPES:	28%
Εξεργειακή Ανάλυση	
Ολικός Εξεργειακός Συντελεστής Απόδοσης	31.8%

**Πίνακας 5.8:** Αποτελέσματα τριπαραγωγής με ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου σε λειτουργία ψύξης

Παρατηρείται ότι με την χρήση ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου, διατηρώντας το ίδιο έργο στροβίλου και την ίδια παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, παρατηρείται αύξηση 18% στον ολικό βαθμό απόδοσης και διπλασιασμό του συντελεστή εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας. Επίσης ο ψύκτης διπλού σταδίου χαρακτηρίζεται από σημαντικά υψηλότερο συντελεστή λειτουργίας. Όσον αφορά την εξεργειακή σύγκριση, ο ολικός εξεργειακός συντελεστής απόδοσης είναι κατά 5% μεγαλύτερος το οποίο οφείλεται στο γεγονός ότι με την άμεση τροφοδοσία των καυσαερίων στο ψύκτη αποφεύγεται η καταστροφή εξέργειας στον εναλλάκτη ανάκτησης. Η υψηλότερη αποδοτικότητα, επομένως του ψύκτη διπλού σταδίου συμβάλει δραστικά στην βελτίωση της τριπαραγωγής.

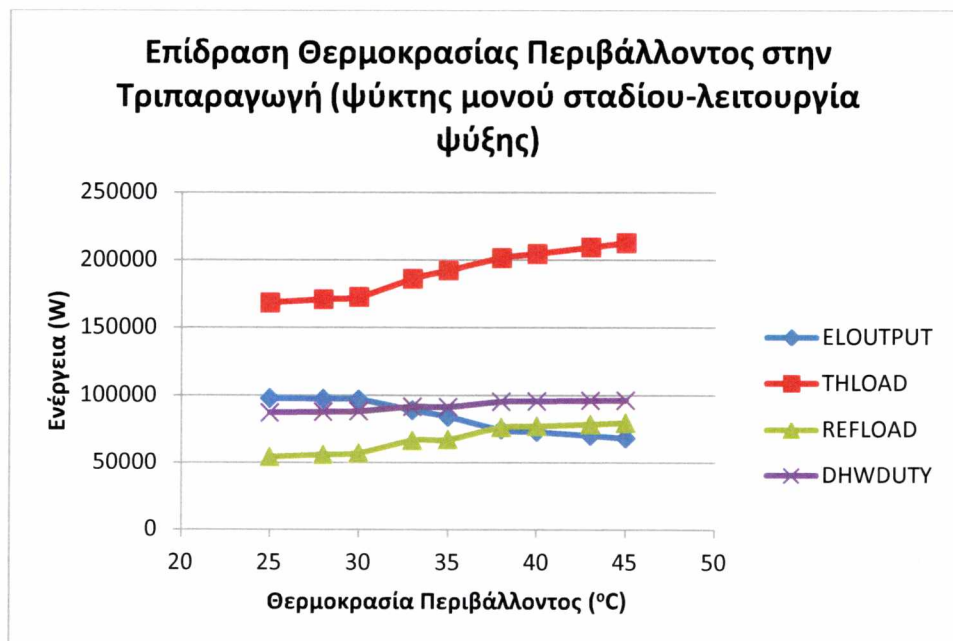
## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

### ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΥΑΙΣΘΗΣΙΑΣ

Μέσω του εργαλείου της ανάλυσης ευαισθησίας (sensitivity analysis) του Aspen Plus μπορούν μελετηθούν πολλές σχέσεις μεταξύ των θερμοδυναμικών μεγεθών του συστήματος. Στο κεφάλαιο αυτό επιλέχθηκε να μελετηθούν τέσσερις παράγοντες που επηρεάζουν την συνολική απόδοση του συστήματος τριπαραγωγής σημαντικά και έχουν προσελκύσει μεγάλο ερευνητικό ενδιαφέρον. Αυτοί είναι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος, η μερική φόρτιση του μικροστροβίλου, ο λόγος πίεσης του συμπιεστή και η απόδοση του προθερμαντήρα.

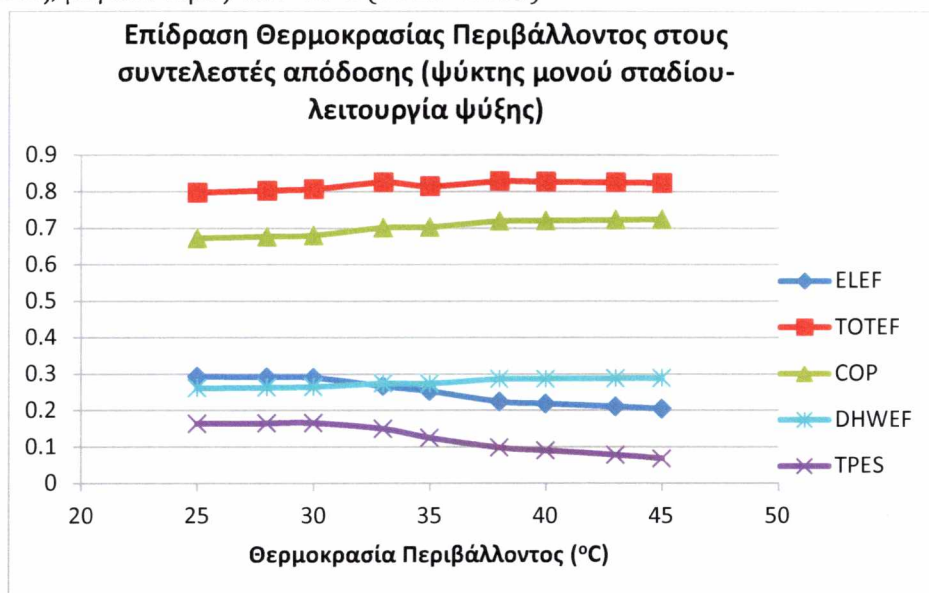
#### 6.1 Θερμοκρασία Περιβάλλοντος

Η θερμοκρασία περιβάλλοντος επηρεάζει την λειτουργία της τριπαραγωγής μέσω της θερμοκρασίας του εισερχόμενου αέρα στον συμπιεστή του μικροστροβίλου. Αυξημένη θερμοκρασία αέρα οδηγεί σε μειωμένη πυκνότητα, η οποία επιδεινώνει την λειτουργία του συμπιεστή μειώνοντας την απόδοση του. Κατά συνέπεια, η πίεση του εισερχόμενου αέρα στο στρόβιλο είναι μικρότερη, μειώνοντας την εκτόνωση του. Έτσι, μειώνεται η απόδοση και το ηλεκτρικό έργο του μικροστροβίλου αυξάνοντας, όμως, την θερμότητα των καυσαερίων (Thload) και συνεπώς την θερμική απόδοση της τριπαραγωγής, τόσο την παραγωγή ψύξης (Refload) όσο και ζεστού νερού χρήσης (DHW DUTY).



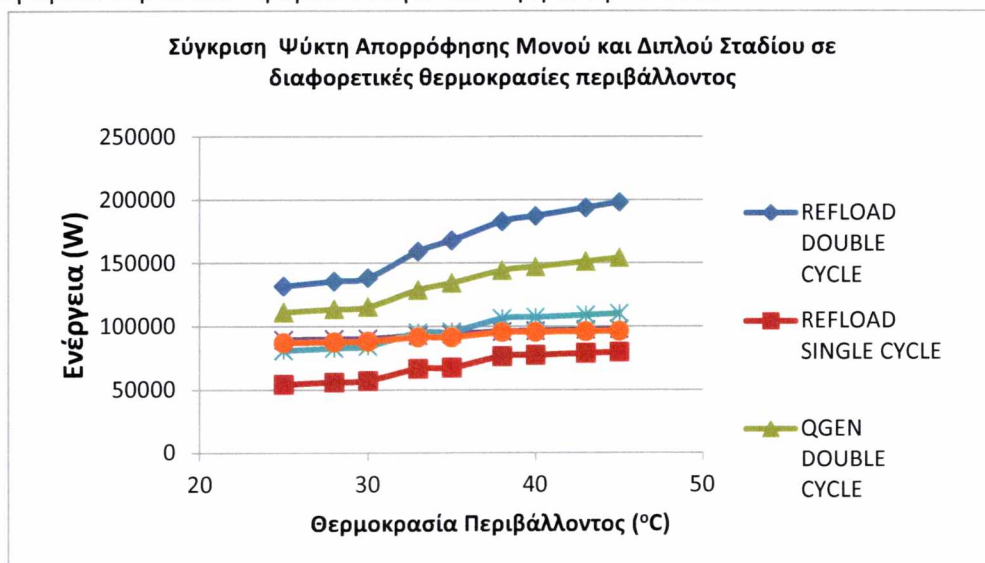
**Διάγραμμα 6.1:** Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στα ενεργειακά καθήκοντα της τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (σε λειτουργία ψύξης)

Ο ολικός βαθμός απόδοσης φαίνεται να παραμένει σχεδόν αμετάβλητος καθώς η μείωση της ηλεκτρικής απόδοσης αντισταθμίζεται από την αύξηση της θερμικής. Σημαντική παρατήρηση είναι ότι ο συντελεστής πρωτογενούς εξοικονόμησης ακολουθεί την πορεία της ηλεκτρικής απόδοσης φτάνοντας σε τιμές χαμηλής αποδοτικότητας σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες, μεγαλύτερες των 40°C (TPES<10%.)

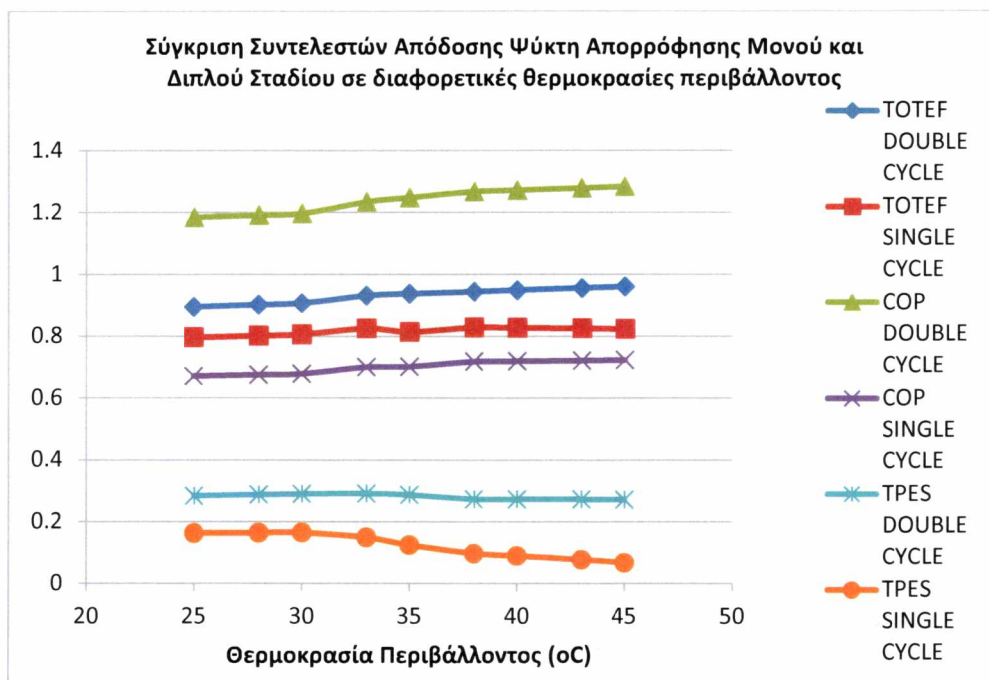


**Διάγραμμα 6.2:** Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στους συντελεστές απόδοσης της τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (σε λειτουργία ψύξης)

Συγκρίνοντας την συμπεριφορά ψύκτη μονού και διπλού σταδίου σε διαφορετικές θερμοκρασίες παρατηρείται ότι η τριπαραγωγή του ψύκτη διπλού σταδίου είναι πιο ανθεκτική στις μεταβολές των συντελεστών απόδοσης, ενώ παρουσιάζει σημαντικά μεγαλύτερη αύξηση του παραγώμενου ψυκτικού φορτίου λόγω του υψηλότερου COP.



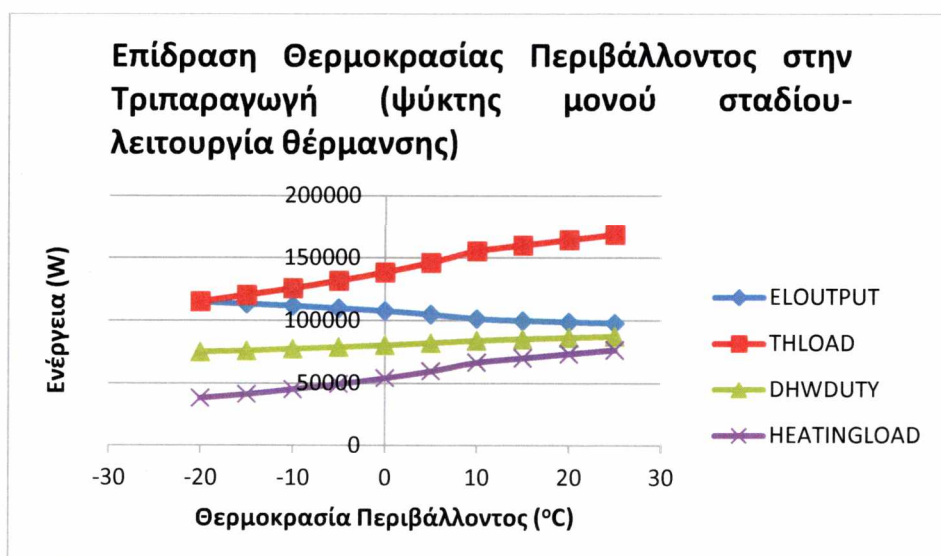
**Διάγραμμα 6.3:** Σύγκριση επίδρασης θερμοκρασίας περιβάλλοντος στην τριπαραγωγή Ψύκτη Απορρόφησης Μονού και Διπλού Σταδίου



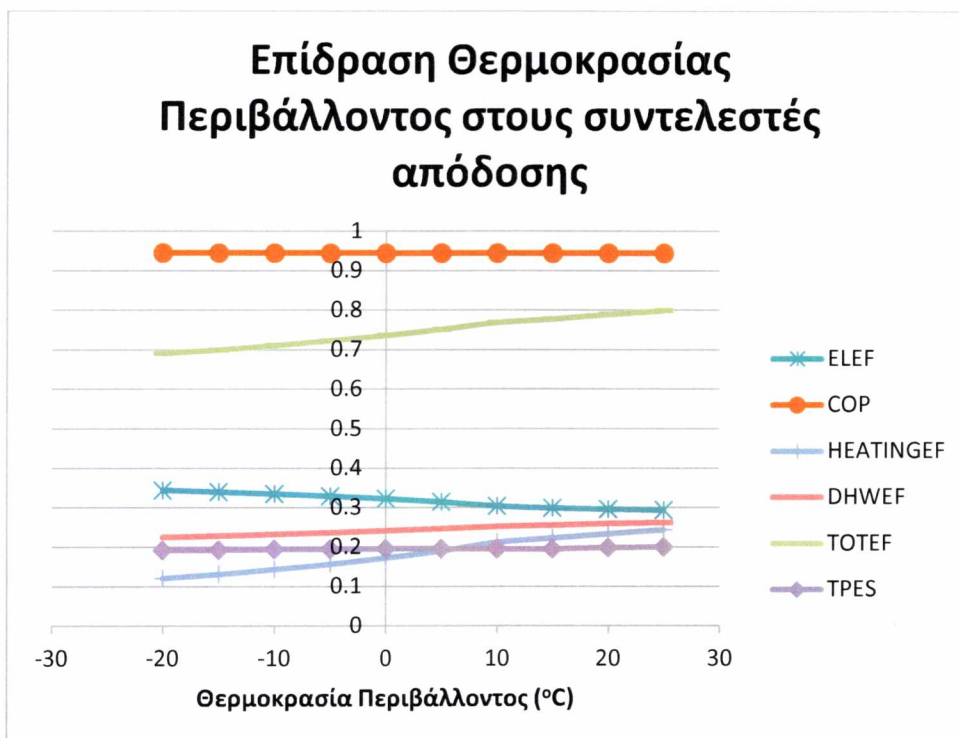
**Διάγραμμα 6.4:** Σύγκριση επίδρασης θερμοκρασίας περιβάλλοντος στους συντελεστές απόδοσης Τριπαραγωγής Ψύκτη Απορρόφησης Μονού και Διπλού Σταδίου

### Λειτουργία θέρμανσης

Η τριπαραγωγή με ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου και σε λειτουργία θέρμανσης επηρεάζεται με πανομοιότυπο τρόπο, μάλιστα η θερμική απόδοση και η ολική φαίνεται να είναι λίγο πιο ευάλωτη στην αύξηση της θερμοκρασίας.



**Διάγραμμα 6.5:** Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στα ενεργειακά καθήκοντα της τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (σε λειτουργία θέρμανσης)

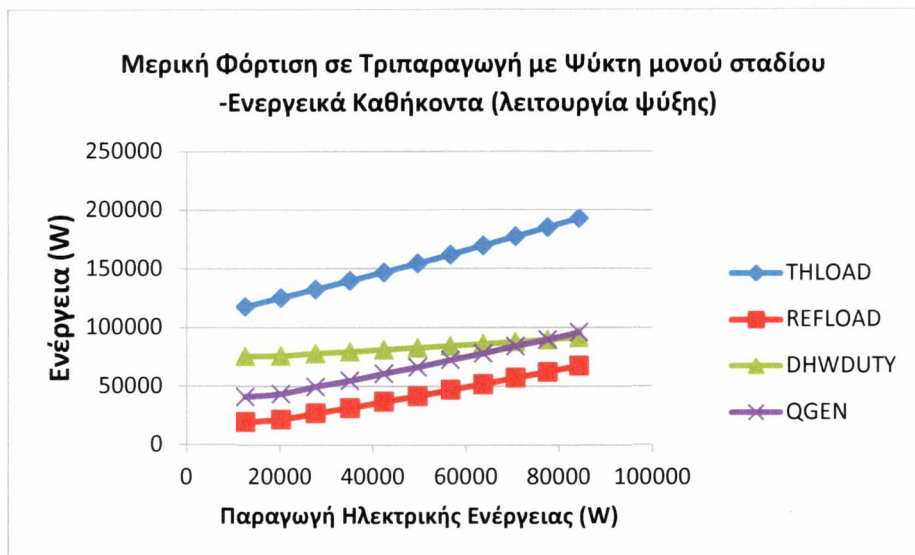


**Διάγραμμα 6.6:** Επίδραση θερμοκρασίας περιβάλλοντος στους συντελεστές απόδοσης της τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (σε λειτουργία θέρμανσης)

Συνοψίζοντας φαίνεται ότι η αύξηση της θερμοκρασίας επιδρά θετικά στην συνολική απόδοση της τριπαραγωγής, παρότι μειώνει την ηλεκτρική απόδοση. Ωστόσο, η υψηλή θερμοκρασία περιβάλλοντος μπορεί να έχει αρνητική επίδραση στην απόδοση του συστήματος, επηρεάζοντας την εύρυθμη λειτουργία του συμπυκνωτή και του απορροφητήρα. Υψηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος συνδυάζονται συνήθως και με υψηλή υγρασία, οπότε και επικρατεί υψηλή θερμοκρασία υγρού βολβού. Τέτοιες συνθήκες δυσκολεύουν την αποβολή θερμότητας από τον πύργο ψύξης δυσχεραίνοντας την λειτουργία του συμπυκνωτή και του απορροφητήρα. Υψηλές θερμοκρασίες του νερού στο κύκλωμα του πύργου ψύξης μπορούν να οδηγήσουν σε μείωση της απορροφητικότητας του διαλύματος και σε υψηλή πίεση στον συμπυκνωτή μειώνοντας την αποτελεσματικότητά του. Γι αυτό πρέπει να βεβαιώνεται η επαρκής και αξιόπιστη λειτουργία του πύργου ψύξης και να προσαρμόζονται οι παράμετροι του στο κλίμα της περιοχής της εγκατάστασης.

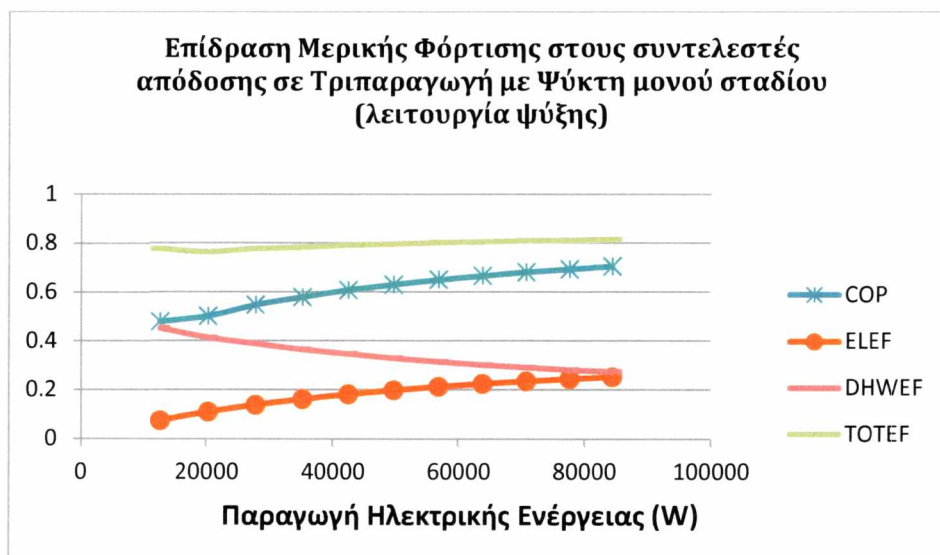
## **6.2 Μερική Φόρτιση**

Μία από τις σημαντικότερες παραμέτρους για μελέτη είναι η μερική φόρτιση καθώς υπό ρεαλιστικές σχέσεις, το σύστημα θα λειτουργεί πολύ συχνά σε φορτίσεις μικρότερες της 100%. Στην ενότητα αυτή θα γίνει μελέτη της επίδρασης τόσο στα ενεργειακά καθήκοντα των συσκευών όσο και σε συντελεστές απόδοσης. Η μεθοδολογία που θα ακολουθηθεί είναι η μεταβολή της τροφοδοσίας καυσίμου γραμμικά με την φόρτιση, δηλαδή 70% φόρτιση αντιστοιχεί σε 70% παροχή καυσίμου. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται παρακάτω:



**Διάγραμμα 6.7:** Μερική Φόρτιση σε Τριπαραγωγή με Ψύκτη μονού σταδίου -Ενεργειακά Καθήκοντα (λειτουργία ψύξης)

Παρατηρούμε η σχέση μεταξύ της θερμότητας που απορροφά η γεννήτρια, το ψυκτικό φορτίο και η θερμότητα των καυσαερίων συνδέονται σχεδόν γραμμικά με την φόρτιση. Επίσης με την αύξηση της φόρτισης αυξάνεται ο ηλεκτρικός συντελεστής απόδοσης και ο COP του ψύκτη σε αντίθεση με την θερμική απόδοση διατηρώντας έτσι την ολική απόδοση σχεδόν σταθερή.



**Διάγραμμα 6.8:** Μερική Φόρτιση σε Τριπαραγωγή με Ψύκτη μονού σταδίου -Συντελεστές Απόδοσης (λειτουργία ψύξης)

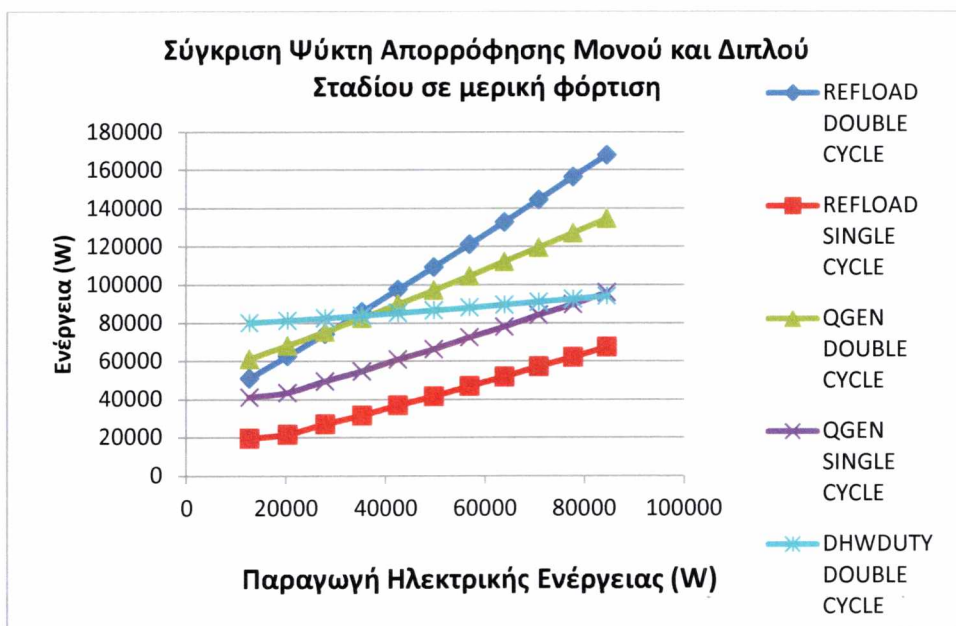
Ενδιαφέρον παρουσιάζει η επίδραση της μερικής φόρτισης στον συντελεστή TPES αφού για μερική φόρτιση μεταξύ 70 και 80% παίρνει τιμές <10% και αρνητικές τιμές για <70%. Επομένως,

το συγκεκριμένο σύστημα τριπαραγωγή είναι αποδοτικότερο από ένα συμβατικό σύστημα ανεξάρτητης παραγωγής μόνο για φόρτιση >80%.

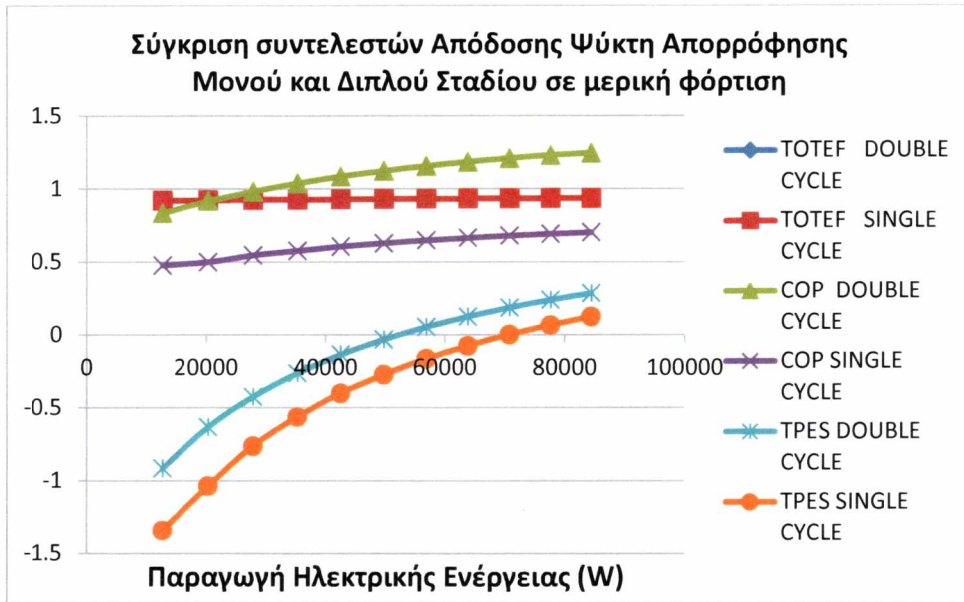


**Διάγραμμα 6.9:** Επίδραση Μερικής Φόρτισης στην Εξοικονόμηση Πρωτογενούς Ενέργειας με Ψύκτη μονού σταδίου –Συντελεστές Απόδοσης (λειτουργία ψύξης)

Το σύστημα με τον διπλό ψύκτη απορρόφησης έχει την ίδια συμπεριφορά με αυτό του μονού παρουσιάζοντας ίδια κλίση στις μεταβολές του. Πρέπει να σημειωθεί ότι προσφέρει μεγαλύτερο εύρος μερικής φόρτισης σύμφωνα με το κριτήριο TPES (>60%).



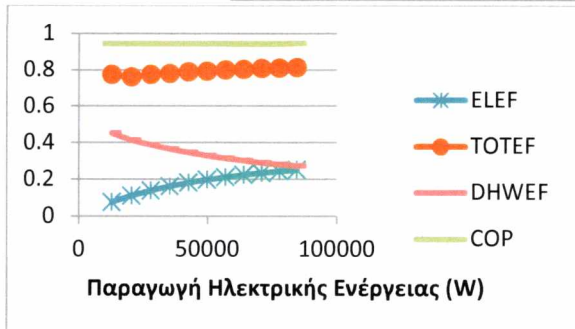
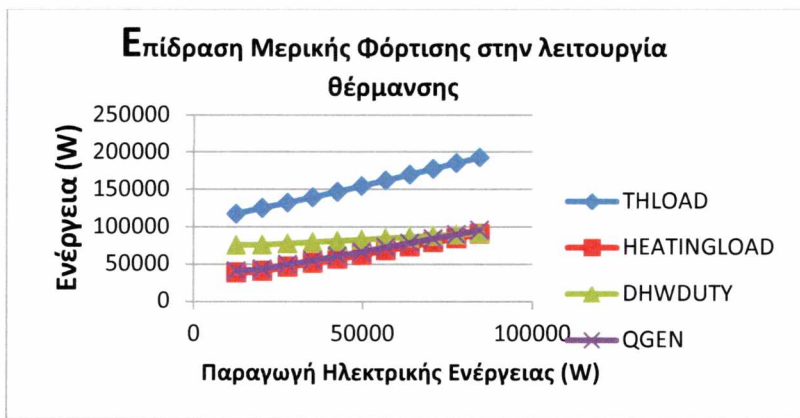
**Διάγραμμα 6.10:** Σύγκριση Ψύκτη Απορρόφησης Μονού και Διπλού Σταδίου σε μερική φόρτιση (ενεργειακά καθήκοντα)



**Διάγραμμα 6.11:** Σύγκριση Ψύκτη Απορρόφησης Μονού και Διπλού Σταδίου σε μερική φόρτιση (συντελεστές απόδοσης)

### Λειτουργία θέρμανσης

Η συμπεριφορά στην λειτουργία της θέρμανσης στην μερική φόρτιση είναι ίδια με αυτή στην ψύξη:

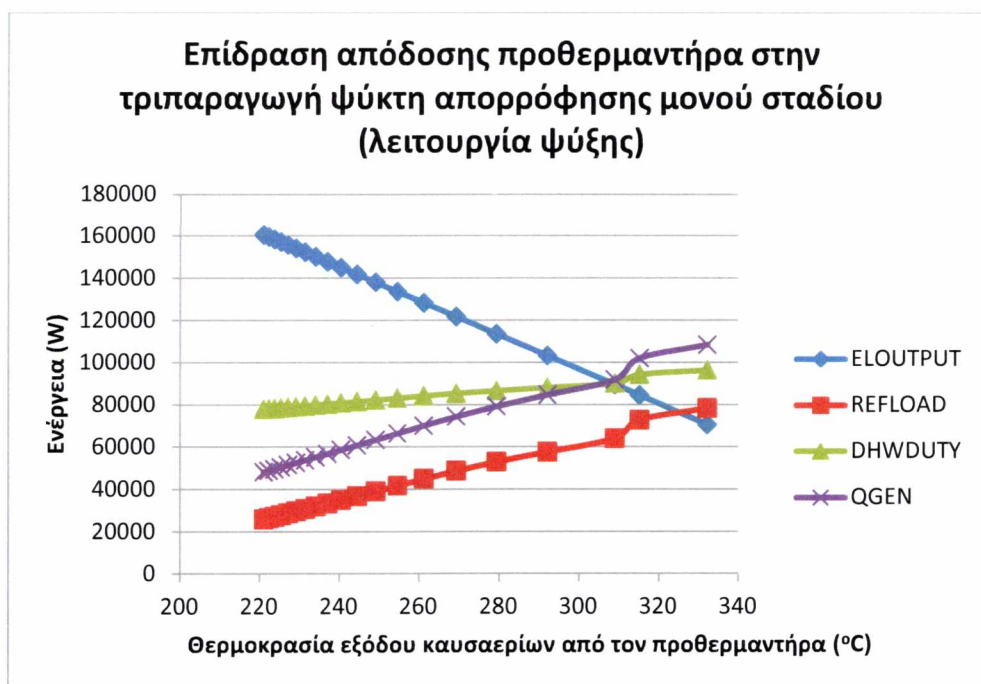


**Διάγραμμα 6.12:** Επίδραση Μερικής Φόρτισης στην λειτουργία θέρμανσης



### 6.3 Απόδοση Προθερμαντήρα

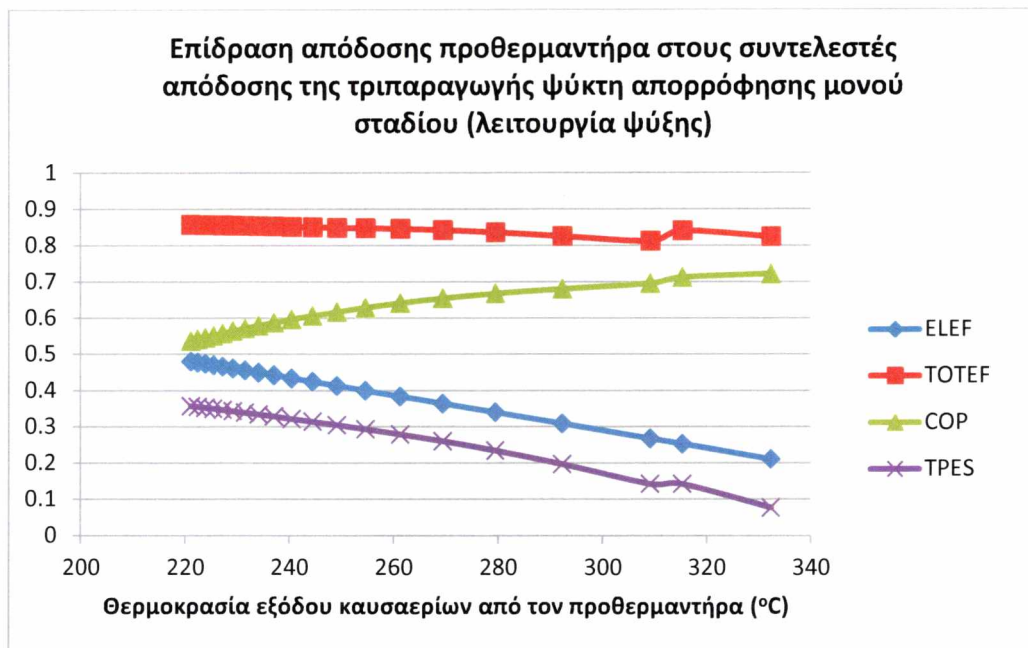
Ο προθερμαντήρας είναι ένα απαραίτητο τμήμα του μικροστροβίλου το οποίο με την προθέρμανση του αέρα εισαγωγής από τα καυσαέρια συντελεί στην αναβάθμιση της ηλεκτρικής απόδοσης. Επομένως, είναι απαραίτητη η υψηλή απόδοση του για την αποδοτική λειτουργία του μικροστροβίλου. Ωστόσο, σε ένα σύστημα τριπαραγωγής μπορεί η μείωση της απόδοσης του να μειώνει την ηλεκτρική απόδοση, αλλά ευνοεί την θερμική εκμετάλλευση καθώς οδηγεί σε έκλυση καυσαερίων υψηλότερης θερμότητας. Για να μελετηθεί αυτή η σχέση, δοκιμάστηκαν πολλές διαφορετικές τιμές της επιφάνειας του ενναλάκτη του προθερμαντήρα με αποτέλεσμα ποικιλία τιμών θερμοκρασίας εξόδου καυσαερίων. Τα αποτελέσματα είναι τα παρακάτω:



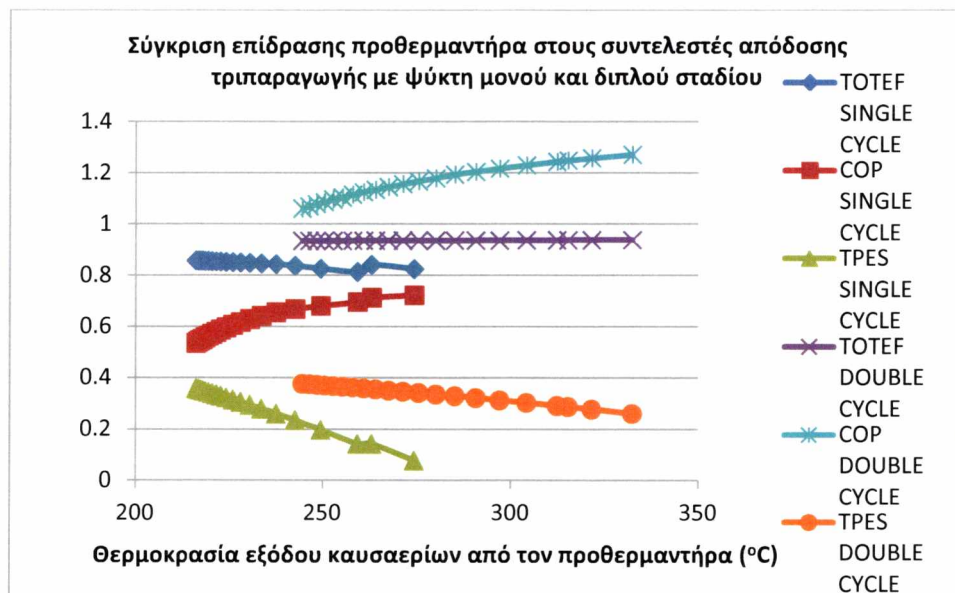
**Διάγραμμα 6.13:** Επίδραση απόδοσης προθερμαντήρα στην τριπαραγωγή ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου (λειτουργία ψύξης)

Παρατηρείται ότι σε αυξημένες θερμοκρασίες καυσαερίων (μειωμένη απόδοση προθερμαντήρα) η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας μειώνεται απότομα αλλά αυξάνονται όλα τα μεγέθη που εξαρτώνται από την θερμοκρασία καυσαερίων. Ωστόσο, όσον αφορά τους συντελεστές απόδοσης, πέρα του COP που σημειώνει άνοδο, ο ολικός βαθμός απόδοσης ακολουθεί πτωτική πορεία όπως και ο συντελεστής TPES καθώς αποδεικνύεται ότι επικρατεί η επίδραση της ηλεκτρικής απόδοσης. Συμπερασματικά, η μείωση τελικά της απόδοσης του προθερμαντήρα έχει αρνητικό αντίκτυπο στο σύστημα λόγω της μεγάλης πτώσης της ηλεκτρικής

απόδοσης, μπορεί μόνο να θεωρηθεί ευεργετική σε περιορισμένη κλίμακα κοντά στις πρότυπες συνθήκες λειτουργίας του.



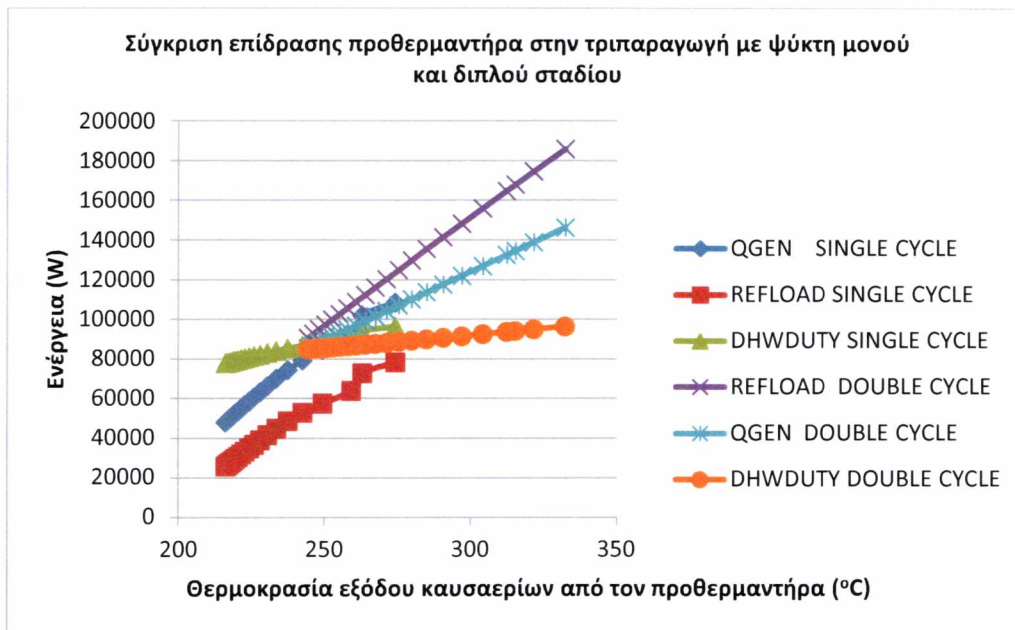
**Διάγραμμα 6.14:** Επίδραση απόδοσης προθερμαντήρα στους συντελεστές απόδοσης της τριπαραγωγής ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου (λειτουργία ψύξης)



**Διάγραμμα 6.15:** Σύγκριση επίδρασης προθερμαντήρα στους συντελεστές απόδοσης τριπαραγωγής με ψύκτη μονού και διπλού σταδίου

Από τα διαγράμματα 6.15 και 6.16 συμπεραίνεται ότι η τριπαραγωγή με ψύκτη διπλού σταδίου είναι πιο «ανθεκτική» στην επίδραση της απόδοσης του προθερμαντήρα και

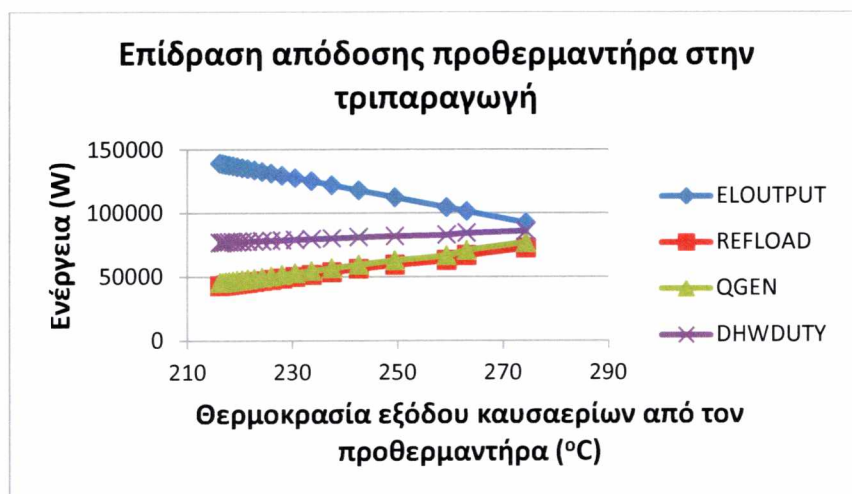
μάλιστα παρουσιάζει αύξηση στον ολικό βαθμό απόδοσης λόγω του μεγαλύτερου COP που την χαρακτηρίζει και το οποίο παραμένει σχεδόν σταθερό.



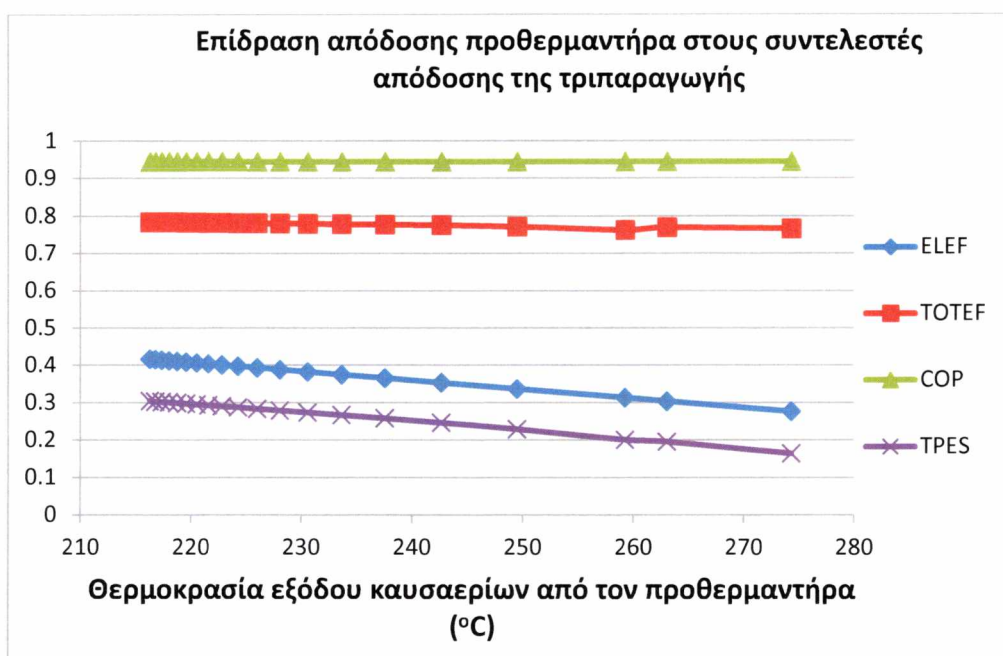
**Διάγραμμα 6.16:** Σύγκριση επίδρασης προθερμαντήρα στα ενεργειακά καθήκοντα τριπαραγωγής με ψύκτη μονού και διπλού σταδίου

### Λειτουργία θέρμανσης

Η λειτουργία θέρμανσης από ότι φαίνεται στα παρακάτω διαγράμματα είναι εξίσου ευάλωτη στην απόδοση του προθερμαντήρα, δεχόμενη όμως μικρότερη πτώση στον ολικό βαθμό απόδοσης.



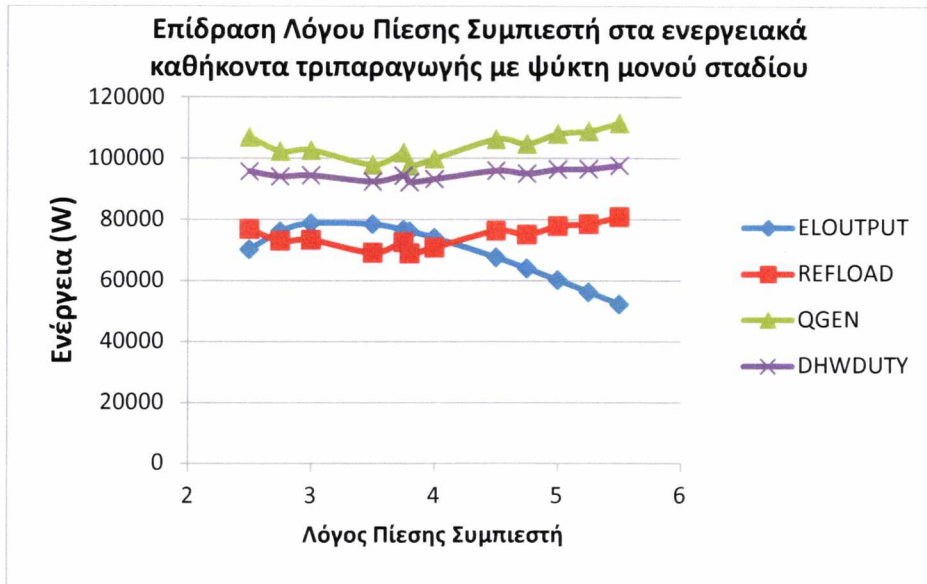
**Διάγραμμα 6.17:** Σύγκριση επίδρασης προθερμαντήρα στα ενεργειακά καθήκοντα τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου σε λειτουργία θέρμανσης



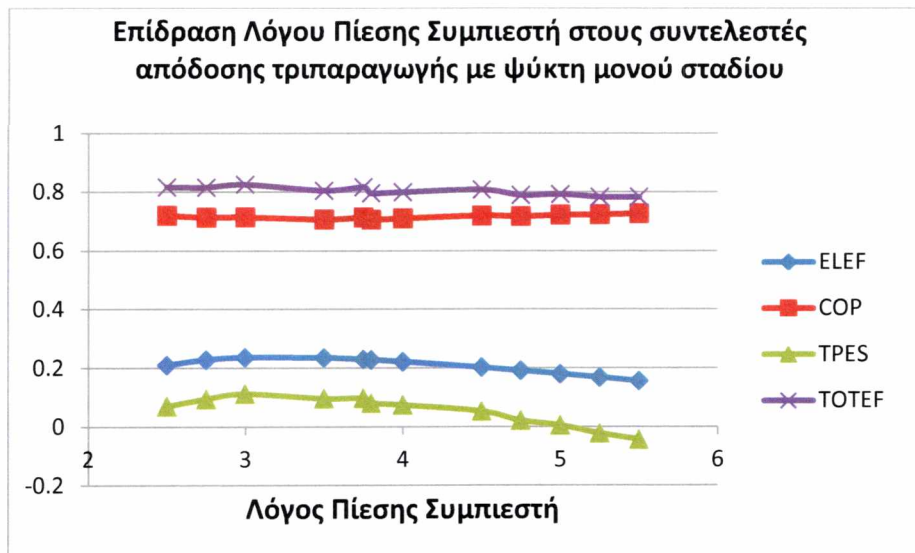
**Διάγραμμα 6.18:** Σύγκριση επίδρασης προθερμαντήρα στους συντελεστές απόδοσης τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου σε λειτουργία θέρμανσης

#### 6.4 Λόγος Πίεσης Συμπιεστή

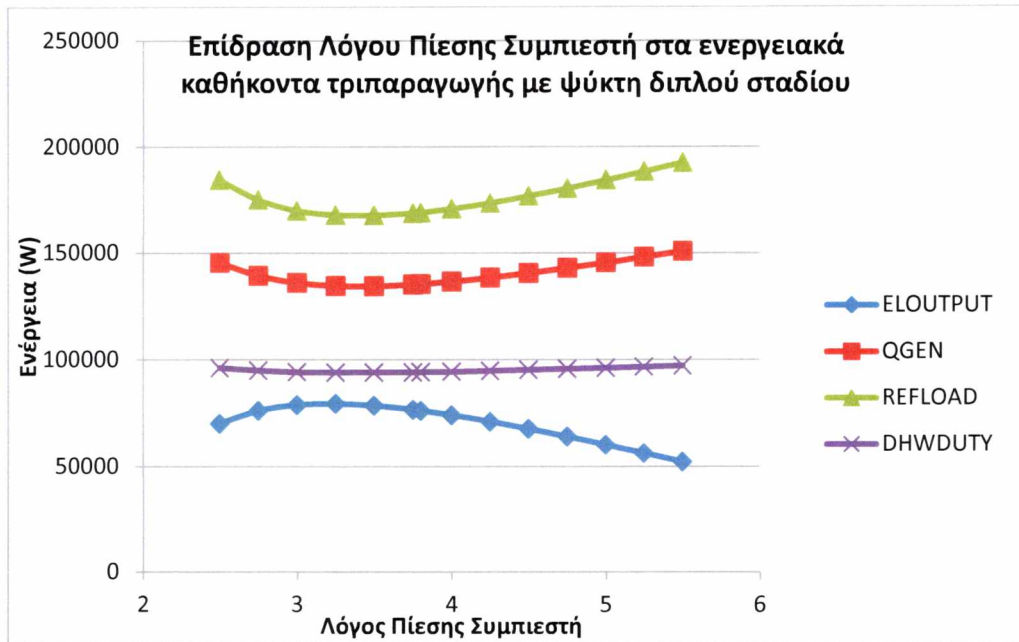
Ο λόγος πίεσης του συμπιεστή είναι από τους σημαντικότερους παράγοντες που καθορίζουν την απόδοση του μικροστροβίλου. Η αύξηση του λόγου πίεσης οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασία στην έξοδο του, του έργου του και του έργου του στροβίλου. Καθώς αυξάνεται ο λόγος πίεσης αυξάνεται το έργο του συμπιεστή και η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας έως ότου φτάσει σε μία τιμή που πλέον η κατανάλωση έργου του συμπιεστή μεγαλώνει ραγδαία εις βάρος της παραγώμενης ηλεκτρικής ενέργειας. Από αυτό το σημείο και πέρα εφόσον στην μελέτη μας η τροφοδοσία καυσίμου παραμένει σταθερή, αυξάνεται η αποβαλλόμενη θερμότητα στα καυσαέρια, συνεπώς αυξάνεται η παραγωγή ψύξης και ζεστού νερού χρήσης που τροφοδοτείται από αυτή. Η ηλεκτρική απόδοση του συστήματος ακολουθεί την πορεία της ηλεκτρικής ενέργειας, ενώ ο συντελεστής λειτουργίας και ο ολικός βαθμός απόδοσης παραμένει σταθερός. Τέλος παρατηρείται ότι ο συντελεστής εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας επηρεάζεται κυρίως από την ηλεκτρική απόδοση ακολουθώντας την ίδια πορεία με αυτή, με αποτέλεσμα σε μεγάλες τιμές του λόγου πίεσης να καταλήγει σε τιμές >10% καθιστώντας την τριπαραγωγή μη συμφέρουσα. Η επίδραση του λόγου πίεσης είναι ίδια και στα δύο συστήματα τριπαραγωγής με ψύκτη μονού και διπλού σταδίου και σε λειτουργία ψύξης και θέρμανσης. Η επιλογή του κατάλληλου λόγου πίεσης για την εύρυθμη λειτουργία της εγκατάστασης είναι συνεπώς απαραίτητη.



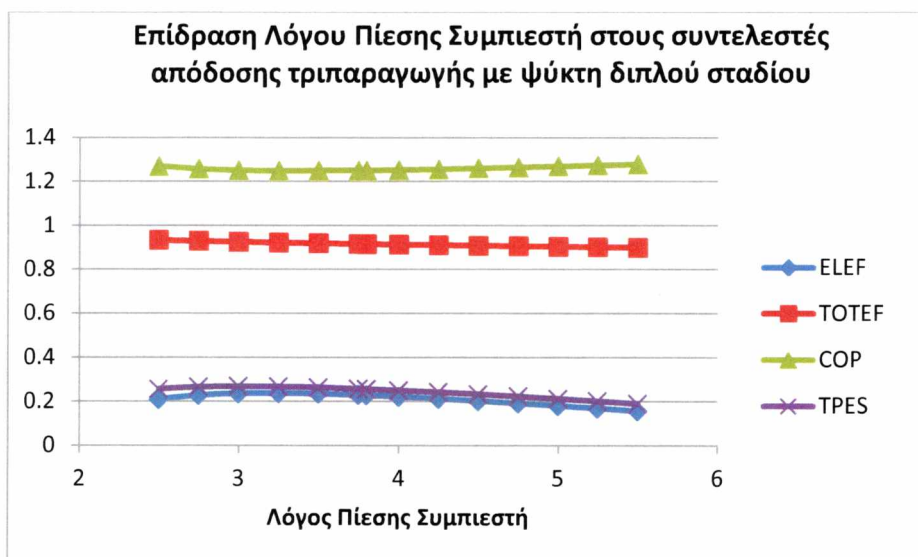
**Διάγραμμα 6.19:** Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στα ενεργειακά καθήκοντα τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου



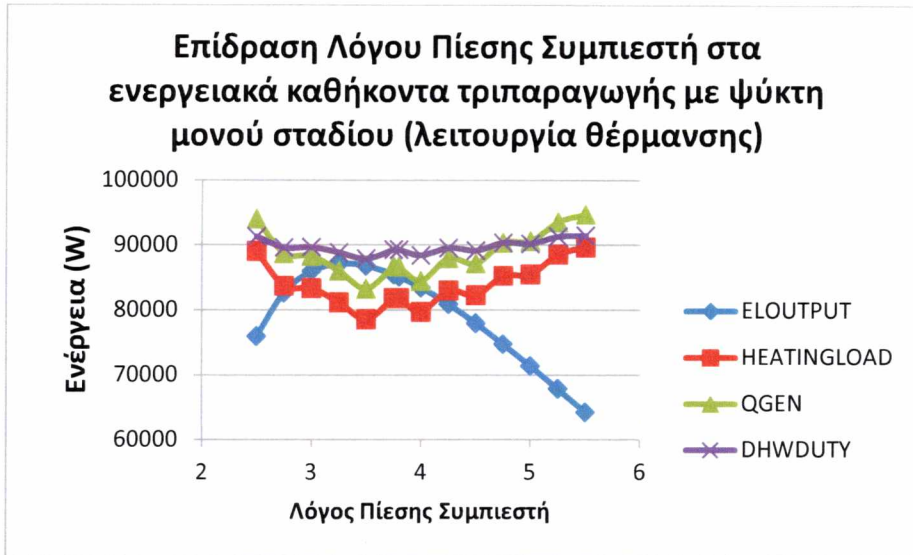
**Διάγραμμα 6.20:** Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στους συντελεστές απόδοσης τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου



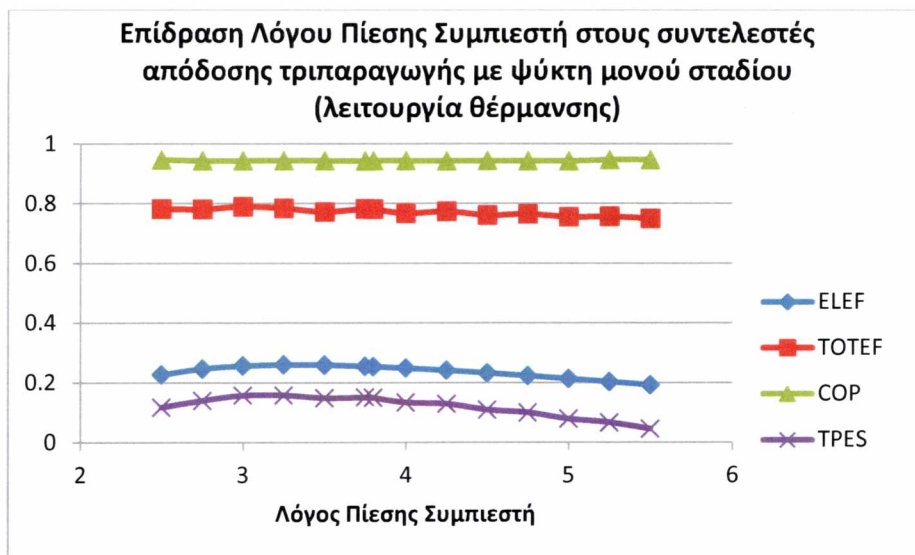
**Διάγραμμα 6.21:** Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στα ενεργειακά καθήκοντα τριπαραγωγής με ψύκτη διπλού σταδίου



**Διάγραμμα 6.22:** Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στους συντελεστές απόδοσης τριπαραγωγής με ψύκτη διπλού σταδίου



**Διάγραμμα 6.23:** Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στα ενεργειακά καθήκοντα τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (λειτουργία θέρμανσης)



**Διάγραμμα 6.24:** Επίδραση Λόγου Πίεσης Συμπιεστή στους συντελεστές απόδοσης τριπαραγωγής με ψύκτη μονού σταδίου (λειτουργία θέρμανσης)

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

### ΘΕΡΜΟΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

Η θερμοοικονομική ανάλυση είναι μία μεθοδολογία που συνδυάζει την εξεργειακή και οικονομική ανάλυση. Στόχος αυτής της μεθοδολογίας είναι η κοστολόγηση του συστήματος με βάση την εξέργεια δίνοντας μια πληρέστερη ενεργειακή εικόνα του συστήματος και συσχετίζοντας το χρηματικό κόστος με την ενεργειακή αποδοτικότητα. Στηρίζεται στους υπολογισμούς ρυθμών κόστους κάθε συσκευής, του κόστους καταστροφής της εξέργειας και κάποιων εξεργιοοικονομικών συντελεστών για την αξιολόγηση του σχεδιασμού. Για την θερμοοικονομική ανάλυση επιλέχθηκε το μοντέλο τριπαραγωγής με τον ψύκτη διπλού σταδίου ως το πιο αποδοτικό σύστημα.

Η θερμοοικονομική ανάλυση ξεκινάει με τον υπολογισμό της συνολικής επένδυσης σε κεφάλαιο για το υπό μελέτη σύστημα τριπαραγωγής. Βασιζόμενοι σε ρυθμούς κόστους (κόστος επένδυσης μικροστροβίλου Turbec T100 σε συμπαραγωγή 1526\$/kW και κόστος επένδυσης ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου 600\$/RT) και τιμές εξοπλισμού από την βιβλιογραφία κάνουμε την παρακάτω εκτίμηση:

Εκτίμηση σταθερού κεφαλαίου	
Κόστος αγοράς μικροστροβίλου PEC <sub>mg</sub> t (€) (συμπεριλαμβάνεται εναλλάκτης ζεστού νερού)	77000
Κόστος αγοράς Ψύκτη Απορρόφησης PEC <sub>ch</sub> (€)	23000
Συνολικό Κόστος Αγοράς Εξοπλισμού (€)	100000
Συνολικό κόστος εγκατάστασης τριπαραγωγής (€) (συμπεριλαμβάνει σύνδεση εξοπλισμού, εργατικό κόστος, αμοιβή μηχανικού για μελέτη σχεδιασμού και κατασκευή, φορολογικές επιβαρύνσεις κ.α.)	50000
Συνολική επένδυση σε κεφάλαιο C <sub>tin</sub> (€)	150000

Ο υπολογισμός του ετήσιου ισοδύναμου κόστους επένδυσης συνυπολογίζοντας και την αξία του χρήματος δίνεται από τον τύπο του κεφαλαιοποιημένου κόστους για  $\mu=12\%$ ,  $i=10\%$  και  $n=8000h$  (ώρες λειτουργίας συστήματος) (βιβλιογραφία [25]) :

$$C_{in} = \left[ C_{tin} - \frac{C_{tin} * \mu}{(1 + i)^n} \right] * \left[ \frac{i(1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \right] = 16342\text{€/y}$$

Το ετήσιο κόστος καυσίμου δίνεται από την σχέση:

$$C_f = \frac{Prf * mf * t * 3600}{\rho f} = 45067\text{€/y}$$

Όπου Prf η τιμή του φυσικού αερίου 0.17€/Nm<sup>3</sup>, mf=0.0066 kg/s η παροχή του φυσικού αερίου, ρf η πυκνότητα 0.717kg/m<sup>3</sup> και t=8000h (ώρες λειτουργίας συστήματος).

Το κόστος λειτουργίας και συντήρησης ενός συστήματος συμπαραγωγής με τον μικροστροβίλο Turbec T100 είναι 0.012€/kWh σύμφωνα με τους προμηθευτές. Επομένως



Commg<sub>t</sub>=0.012\*t\*100=9600€/kWh. Το κόστος συντήρησης και λειτουργίας του ψύκτη είναι: Comchil=κόστος κατανάλωσης αντλίας διαλύματος+κόστος νερού πύργου ψύξης+κόστος συντήρησης= (300+600+1800)€/γ=2700 €/γ. Επομένως το συνολικό κόστος λειτουργίας και συντήρησης του συστήματος είναι: 12300€/γ.

Στην συνέχεια αναλύεται η κοστολόγηση με βάση την εξέργεια σύμφωνα με την βασική σχέση της θερμοοικονομικής ανάλυσης για κάθε συσκευή k του συστήματος:

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k$$

$$\sum_e c_{e,k} \dot{E}_{e,k} + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{Q}_k + \sum_i c_{i,k} \dot{E}_{i,k} + \dot{Z}_k$$

Όπου C συνολικός κόστος ρεύματος, c ρυθμός κόστους ρεύματος, E ροή εξέργεια ρεύματος και Z συνολικό κόστος λειτουργίας και συντήρησης της συσκευής k.

Το  $\dot{Z}_k$  δίνεται από την σχέση:  $\dot{Z}_k = \frac{\dot{C}_{om} + \dot{C}_{in}}{PEC} PEC_k$

Όπου PEC το συνολικό κόστος αγοράς όλων των συσκευών και  $PEC_k$  κάθε συσκευής που υπολογίζονται σύμφωνα με τους παρακάτω τύπους από την θερμοοικονομική μεθοδολογία των Adrian Bejan, George Tsatsaronis, Michael Moran, Thermal design and optimization / New York : John Wiley and Sons, c1996 που παρουσιάζονται στο παράρτημα 9.4. Τα αποτελέσματα αυτών σε συνθήκη λειτουργίας πλήρους φόρτισης του συστήματος δίνουν:

Κόστος Αγοράς Εξοπλισμού (€)		Κόστος Λειτουργίας και Συντήρησης (€)/h	
PECcompressor	4395	Zcompressor	0.370119
PECrecuperator	3616.62	Zrecuperator	0.304568
PECcombustionchamber	267.81	Zcombustionchamber	0.022553
PECTurbine	6390.31	Zturbine	0.538151
PECchiller	23000	Zchiller	1.936912
PECdhw	4977.79	Zdhw	0.419197
PECTot	42647.53	Ztot	3.5915

Εφαρμόζοντας το ισοζύγιο κόστους σε κάθε συσκευή έχουμε:

#### Συμπιεστής

$$\dot{C}_1 + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_c = \dot{C}_2 \quad (1)$$

Θεωρούμε κόστος εισερχόμενου αέρα μηδενικό  $\dot{C}_1 = 0$  και  $\dot{E}_{11} = -Wc$

#### Προθερμαντήρας

$$\dot{C}_2 + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{rec} = \dot{C}_3 + \dot{C}_6 \quad (2)$$

$$\text{Θεωρούμε } c_5 = c_6 \Rightarrow \frac{\dot{C}_5}{E_5} = \frac{\dot{C}_6}{E_6} \quad (3)$$

### Θάλαμος Καύσης

$$\dot{C}_3 + \dot{C}_{10} + Z_{cc} = \dot{C}_4 \quad (4)$$

$$\dot{C}_{10} = Cf/8000 \left(\frac{h}{y}\right) = 5.63 \text{ €/h}$$

### Στρόβιλος

$$\dot{C}_4 + Z_{tur} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{11} + \dot{C}_{12} \quad (5)$$

$$\dot{E}_{12} = W$$

$$\text{Θεωρούμε: } c_4 = c_5 \Rightarrow \frac{\dot{C}_4}{\dot{E}_4} = \frac{\dot{C}_5}{E_5} \quad (6) \text{ και } c_{11} = c_{12} \Rightarrow \frac{\dot{C}_{11}}{\dot{E}_{11}} = \frac{\dot{C}_{12}}{E_{12}} \quad (7)$$

### Ψύκτης Απορρόφησης

$$\dot{C}_6 - \dot{C}_7 + Z_{ch} = -\dot{C}_{chw,in} + \dot{C}_{chw,out} \quad (8)$$

$$\text{Θεωρώντας } c_{chw,in} = 0 \leftrightarrow \dot{C}_6 + \dot{Z}_{ch} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{chw,out}$$

$$c_6 = c_7 \Rightarrow \frac{\dot{C}_6}{\dot{E}_6} = \frac{\dot{C}_7}{E_7} \quad (9)$$

### Εναλλάκτης ζεστού νερού χρήσης

$$\dot{C}_7 + Z_{dhw} + \dot{C}_{14} = \dot{C}_{16} + \dot{C}_8 \quad (10)$$

$$\text{Θεωρώντας } c_{14} = 0 \leftrightarrow \dot{C}_7 + \dot{Z}_{dhw} = \dot{C}_8 + \dot{C}_{16}$$

$$c_8 = c_7 \Rightarrow \frac{\dot{C}_8}{\dot{E}_8} = \frac{\dot{C}_7}{E_7} \quad (11)$$

Παρατηρούμε έχουμε 11 άγνωστα κόστη και 11 εξισώσεις οπότε μπορούν να σχηματίσουν ένα γραμμικό σύστημα εξισώσεων που η λύση του να δίνει τα C11, C2, C3, C4, C5, C6, C7, C8, C14, Cchw,ex και C12. Κάποιο λάθος στους υπολογισμούς δεν κατάστησαν δυνατή την παραγωγή σωστών αποτελεσμάτων. Στα πλαίσια αυτής της εργασίας δεν έγινε δυνατή η διόρθωση της διαδικασίας. Παρόλα αυτά παρατίθεται η μεθοδολογία για περαιτέρω διερεύνηση σε άλλες εργασίες.

Εφόσον υπολογιστούν οι παραπάνω ρυθμοί κόστους, ιδιαίτερο ενδιαφέρον θα παρουσιάζουν τα C12, Cchw,ex και C14 καθώς εκφράζουν το κόστος παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, ψύξης και ζεστού νερού χρήσης. Έτσι, θα ήταν δυνατή η σύγκριση με το κόστος παραγωγής σε συμβατικά μέσα καθώς και ο υπολογισμός εξεργονομικών συντελεστών, συντελεστών σχετικών κοστών και το κόστος καταστροφής εξέργειας για την αξιολόγηση του σχεδιασμού.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8

### ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Η εργασία αυτή οδήγησε στην κατασκευή ενός μοντέλου μικροστροβίλου και δύο μοντέλων ψυκτών απορρόφησης νερού βρωμιούχου λιθίου μονού και διπλού σταδίου με ένα αξιόπιστο λογισμικό που προσφέρει πολλές δυνατότητες ανάλυσης στον χρήστη όπως το Aspen Plus. Ο συνδυασμός αυτών οδήγησε σε δύο προσομοιώσεις συστημάτων τριπαραγωγής. Αξιολογήθηκε η αξιοπιστία αυτών των μοντέλων σε σχέση με τεχνικές πληροφορίες και δοκιμάστηκαν σε πρότυπες χαρακτηριστικές συνθήκες. Τα αποτελέσματα των δοκιμών έδειξαν ότι η τριπαραγωγή μπορεί να προσφέρει με ικανοποιητική απόδοση (υψηλούς ολικούς βαθμούς απόδοσης και κριτήρια εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας) ταυτόχρονη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, ψύξης ή θέρμανση χώρου και παραγωγής ζεστού νερού χρήσης σε σημαντικές ποσότητες. Ειδικά το μοντέλο με τον ψύκτη απορρόφησης διπλού σταδίου προσφέρει σημαντικά μεγαλύτερο συντελεστή λειτουργίας και ολικό βαθμό απόδοσης ενώ συντελεί στο διπλασιασμό της εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας σε σχέση με αυτό με ψύκτη μονού σταδίου.

Ακολούθησε ανάλυση των παραμέτρων που επηρεάζουν την συνολική απόδοση του συστήματος. Ο πιο σημαντικός από αυτούς είναι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Οι υψηλές θερμοκρασίες δυσχεραίνουν την λειτουργία του μικροστροβίλου μειώνοντας την ηλεκτρική απόδοση. Ωστόσο, αντισταθμίζεται αυτή η επίδραση με την αύξηση της θερμικής απόδοσης που ευνοεί την παραγωγή ψύξης και ζεστού νερού χρήσης. Ταυτόχρονα, προκαλεί αύξηση του συντελεστή λειτουργίας του ψύκτη. Σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες, όμως, μεγαλύτερες των 38°C μπορεί να οδηγήσει σε μη αποδεκτούς συντελεστές εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας (TPES).

Συνολικά, φαίνεται ότι η σχέση αυτή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος με την τριπαραγωγή προσφέρει το πλεονέκτημα πως σε υψηλές θερμοκρασίες όπου η ανάγκη για ψύξη είναι μεγαλύτερη, η απόδοση του ψύκτη απορρόφησης αυξάνεται. Η παρατήρηση αυτή προσφέρει ένα κίνητρο για περαιτέρω μελέτη της εφαρμογής τριπαραγωγής σε μεσογειακά κλίματα, όπως αυτό της Ελλάδας, όπου οι ανάγκες για ψύξη είναι αυξημένες. Πρέπει όμως να σημειωθεί και η αρνητική επίδραση που μπορεί να έχει στην απόδοση του πύργου ψύξης του ψύκτη, δυσχεραίνοντας την λειτουργία του απορροφητήρα και του συμπυκνωτή. Γι αυτό τον λόγο, πρέπει να βεβαιώνεται η αποδοτική ψύξη της συσκευής του ψύκτη απορρόφησης.

Μία άλλη παράμετρος της απόδοσης του συστήματος που μελετήθηκε είναι η μερική φόρτιση. Σε ρεαλιστικές συνθήκες λειτουργίας, ο μικροστροβίλος λειτουργεί περισσότερο σε κατάσταση μερικής φόρτισης. Αποδείχθηκε ότι η θερμότητα των καυσαερίων και κατά επέκταση η ψύξη με απορρόφηση συνδέεται με γραμμική σχέση με την μερική φόρτιση. Αύξηση της φόρτισης οδηγεί σε αύξηση της ηλεκτρικής απόδοσης και του συντελεστή TPES. Πρέπει να σημειωθεί ότι παρατηρήθηκε η ικανοποίηση του κριτηρίου εξοικονόμησης πρωτογενούς

ενέργειας στον ψύκτη απορρόφησης μονού σταδίου σε φόρτιση μόνο από 80% και άνω ενώ σε αυτόν του διπλού από 60%. Συνολικά, συμπεραίνεται ότι η μερική φόρτιση δυσχεραίνει την λειτουργία της τριπαραγωγής.

Όσον αφορά την μελέτη της σχέσης απόδοσης προθερμαντήρα με την απόδοση της τριπαραγωγής, οδήγησε στο συμπέρασμα ότι αν και η μείωση της απόδοσης του προθερμαντήρα προκαλεί αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων και κατά επέκταση της αποτελεσματικότητας του ψύκτη απορρόφησης συνολικά οδηγεί σε μείωση των ολικών συντελεστών απόδοσης της τριπαραγωγής. Αυτό συμβαίνει διότι με την μειωμένη απόδοση του προθερμαντήρα μειώνεται ραγδαία η ηλεκτρική απόδοση και επικρατεί αυτή η δράση στο συνολικό αποτύπωμα αποδοτικότητας του συστήματος.

Τέλος, η μελέτη του λόγου πίεσης του συμπιεστή οδήγησε στο συμπέρασμα ότι υπάρχει ένα κρίσιμο σημείο λειτουργίας μέχρι το οποίο η αύξηση του λόγου πίεσης οδηγεί σε αύξηση της ηλεκτρικής απόδοσης και της εξοικονόμησης πρωτογενούς ενέργειας. Περαιτέρω αύξηση οδηγεί σε μείωση της ηλεκτρικής απόδοσης και σε συντελεστές TPES που δεν ικανοποιούν τα κριτήρια αποδοτικότητας του συστήματος. Πάντως ο ολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος παραμένει σταθερός καθώς η θερμική απόδοση και κατά συνέχεια η ψύξη και η παραγωγή ζεστού νερού μεταβάλλονται αντιστρόφως ανάλογα με την ηλεκτρική απόδοση. Συνεπώς, είναι μείζονος σημασία η προσεκτική επιλογή συμπιεστή για να ικανοποιούνται οι απαιτήσεις σχεδιασμού της διάταξης.

Η εργασία αυτή μπορεί να αποτελέσει κίνητρο για περαιτέρω μελέτη της τριπαραγωγής. Τα ήδη υπάρχοντα αξιόπιστα αν και απλοποιημένα μοντέλα μπορούν να αναβαθμιστούν και άλλο. Επιλογές αναβάθμισης χαρακτηριστικά είναι η ενσωμάτωση της επίδραση της πτώσης πίεσης στις συσκευές, η λεπτομερής μοντελοποίηση συμπιεστή και εναλλακτών θερμότητας και η μελέτη της σχέσης ψύξης του απορρόφητηρα και του συμπηκνωτή του ψύκτη με την συνολική απόδοση. Επίσης, μπορούν να σχεδιαστούν μεγάλη ποικιλία νέων διατάξεων τριπαραγωγής, για παράδειγμα μοντέλα ψυκτών απορρόφησης με άλλα εργαζόμενα μέσα, τριπλού σταδίου ή με παράλληλη σύνδεση γεννητριών ή και ψυκτών προσρόφησης. Όσον αφορά τον μικροστρόβιλο, μπορεί εύκολα να αντικατασταθεί με ατμοστρόβιλο, μηχανή εσωτερικής καύσης και κυψέλη καυσίμου. Γενικά, υπάρχει πρόσφορο έδαφος στον τομέα της τριπαραγωγής για ποικίλες θερμοδυναμικές και οικονομικές αναλύσεις.

Συμπερασματικά, θερμοδυναμικά φαίνεται ότι η τριπαραγωγή είναι μια πολύ ενδιαφέρουσα πρόταση εξοικονόμησης ενέργειας με προοπτικές υψηλής αποδοτικότητας. Γενικά, υπάρχει η πεποίθηση ότι αν εξελιχθεί και άλλο η τεχνολογία των ψυκτών απορρόφησης ώστε να αυξηθούν οι συντελεστές λειτουργίας και αν οι μηχανισμοί της αγοράς μειώσουν το κόστος επένδυσης και εγκατάστασης τέτοιων διατάξεων, η τριπαραγωγή θα αποτελέσει αναμφισβήτητα μία ελκυστική, αξιόπιστη και συμφέρουσα επιλογή.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9

### ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1]. Christopher Somers, *Simulation of absorption cycles for intergration into refining processes, University of Maryland, Thesis for Masters of Science, 2009*
- [2]. C. Somers, A. Mortazavi, Y. Hwang, R. Radermacher, P. Rodgers, S. Al-Hashimi, *Modeling water/lithium bromide absorption chillers in ASPEN Plus, Applied Energy, 2011*
- [3]. C. Brandoni, G. Comody, L. Pellagali, F. Caresana, *Performance analysis of cogenerative and trigenerative plant with microgas-turbine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012, Copenhagen, Denmark*
- [4]. Y. Cengel & M. Boles, *Θερμοδυναμική για μηχανικούς, Εκδόσεις Τζιόλα, 2003*
- [5]. Α. Σταμάτης, *Σημειώσεις Μαθήματος Σχεδιασμός Ενεργειακών Συστημάτων, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, 2006*
- [6]. Κουλίδης Τ., *Σχεδιασμός και βελτιστοποίηση γεωθερμικής εγκατάστασης δυαδικού κύκλου, Διπλωματική εργασία, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, Κεντρική Βιβλιοθήκη Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, 2010*
- [7]. Τεχνική Οδηγία Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδας, Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-5/2012, *Συμπαράγωγη Ηλεκτρισμού, Θερμότητας & Ψύξης: Εγκαταστάσεις σε Κτήρια, Α' Έκδοση, 2012*
- [8]. Ensola Energy Solutions, *Technical Description Microturbine Turbec T100, Ver 1, 2006*
- [9]. Environmental Protection Agency Combined Heat and Power Partnership Program, *Technology Characterization: Microturbines, Energy and Environmental Analysis, 2008*
- [10]. Bernard F. Kolanowski, BSME, *Small-Scale Cogeneration Handbook, Second Edition, Marcel Dekker, INC., New York and Basel, The fairmont Press, INC. Lilburn, Georgia, 2003*
- [11]. Yazaki, *Water Fired Absorption chiller WFC-SC(H) Series Specifications, Version 11 – 1, 2008*
- [12]. Sakura Air Conditioner, *SAKURA Double Effect Exhaust Gas Driven Absorption Chiller CHP Series [CHP 005 (180kw) - CHP 150 (5.274kw)] Manual for Operation / Installation / Service, 2007*
- [13]. Sakura Air Conditioner, *SAKURA Absorption Chiller Heat Pumps Catalogue, 2012*
- [14]. Δρίβας Δημήτριος, *Εφαρμογές Ηλιακής Ψύξης σε Κτίρια του Τριτογενή Τομέα, Διπλωματική Εργασία, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, 2010*

- [15]. Jeffrey M Gordon, Kim Choon Ng, *Cool Thermodynamics*, Cambridge International Science Publishing, 2001
- [16]. Armando Huicochea , Wilfrido Rivera, Geydy Gutiérrez-Urueta , Joan Carles Bruno , Alberto Coronas , *Thermodynamic analysis of a trigeneration system consisting of a micro gas turbine and a double effect absorption chiller*, Applied Thermal Engineering, 2011
- [17]. M.M. Talbia, B. Agnew, *Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids*, Applied Thermal Engineering, 1998
- [18]. K. C. Ng, K. Tu, H. T. Chua, J. M. Gordon, T. Kashiwagi, A. Akisawa and B. B. Saha, *THERMODYNAMIC ANALYSIS OF ABSORPTION CHILLERS: INTERNAL DISSIPATION AND PROCESS AVERAGE TEMPERATURE*, Applied Thermal Engineering, 1998
- [19]. Adrian Vidal, Joan Carles Bruno, Roberto Best and Alberto Coronas, *Performance characteristics and modelling of a micro gas turbine for their integration with thermally activated cooling technologies*, INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, 2006
- [20]. M. Badami, A. Portoraro, and G. Ruscica, *Analysis of trigeneration plants: Engine with liquid desiccant cooling and micro gas turbine with absorption chiller*, INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, 2011
- [21]. Joan Carles Bruno, Anton Valero, Alberto Coronas , *Performance analysis of combined microgas turbines and gas fired water/LiBr absorption chillers with post-combustion*, Applied Thermal Engineering , 2005
- [22]. Y.T. Ge, S.A. Tassou, I. Chaer, N. Sagartha , *Performance evaluation of a tri-generation system with simulation and experiment*, Applied Energy , 2009
- [23]. J.C. Ho, K.J. Chua, S.K. Chou, *Performance study of a microturbine system for cogeneration application*, Renewable Energy, 2003
- [24]. Abdul Khaliq, *Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration*, International Journal of Refrigeration, 2008
- [25]. Ozgur Balli, Haydar Aras, Arif Hepbasli, *Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas–diesel engine: Part II – An application*, Energy Conversion and Management, 2009

#### ΙΣΤΟΣΕΛΙΔΕΣ

[www.genenergy.gr](http://www.genenergy.gr)

<http://www.yazaki-airconditioning.com/>

<http://www.yazakienergy.com/>

<http://www.newenco.co.uk/turbec-t100>

<http://www.sakura-aircon.com/>

<http://www.clarke-energ.com/gas-engines/trigeneration/>

<http://www.understandingchp.com/>

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 10

### ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

#### 10.1 Τεχνικά Χαρακτηριστικά Μικροστροβίλου

##### Turbec T100

<b>General identification</b>		
Usage	Indoor/ Outdoor	
Dimension	Width 900 mm	
	Height 1810 mm	
	Length 2770 mm	
Weight	T100 P 2250-2750 kg (*) T100 PH 2770-3100 kg (*)	
Fuel	Natural gas (**)	
(*) Indoor / Outdoor		
(**) Different fuel is available with modification on standard unit (biogas, diesel, kerosene, methanol, LPG)		
<b>Gas turbine</b>		
Compressor type	Centrifugal	
Turbine type	Radial	
Type of combustion chamber	Lean pre-mix	
Number of combustion chamber	1	
Pressure in combustion chamber	4,5 bar(a)	
Turbine inlet temperature	950 °C	
Number of shaft	1	
Nominal speed	70000	
Consumption of lubrication oil	<3 ltrs/year (6000h operation)	
<b>Electrical data</b>		
Voltage output	400/230 V AC, 3 phases	
Frequency output	50 Hz (60 Hz)	
<b>Fuel requirements</b>		
Pressure min/max	0.02/1.0 bar(a)	
Temperature min/max	0/60 °C	
Lower heating value	38-50 MJ/kg	
<b>Hot water installation (Power &amp; Heat)</b>		
Thermal output/hot water	155 kW (±5) @ 70-90° C	
Total efficiency	77% (±1) @ 70-90° C	
Min water inlet temperature	50 °C	
Max water outlet temperature	150° C	
Max water pressure	25 bar (a)	
Exhaust gas temperature	90 °C @ 70-90° C	
<b>Performance data</b>		
Electrical output	100 kW (±3)	
Electrical efficiency	30% (±1)	
Fuel consumption	333 kW	
Exhaust gas flow	0,80 kg/s	
Exhaust gas temperature	270 °C	
Noise level	70 dBA at 1 meter	
Volumetric exhaust gas emission at 15% O <sub>2</sub> and 100% load		
NOx	< 15 ppm/v = 32 mg /MJ fuel	
CO	< 15 ppm/v = 18 mg/MJ fuel	
Turbec T100 is fully certified by CARB (California Air Resource Board)		
<b>Maintenance</b>		
The simple and rugged design of the T100 power module provides for a durable operation during many years. Expected life time of main components are listed below:		
Gas turbine engine:	> 60 000 hrs	
Recuperator:	> 60 000 hrs	
Combustor:	> 30 000 hrs	
	(some parts < 30 000 hrs)	
The preventive (scheduled) maintenance is divided into two different categories:		
	Interval (h)	Outage (h)
Inspection	6 000	2
Overhaul	30 000	8

## 10.2 Τεχνικά Χαρακτηριστικά Ψύκτη Απορρόφησης Μονού Σταδίου

### Yazaki WFC-SC20 & -SH-20

ITEM		MODEL		WFC-SH20	WFC-SC20	
Cooling Capacity				kW		
Heating Capacity				kW		
Chilled Water and Hot Water	Chilled Water Temperature	Inlet	°C	12.5		
		Outlet	°C	7.0		
	Hot Water Temperature	Inlet	°C	47.4	-	
		Outlet	°C	55.0	-	
	Evaporator Pressure Loss(Max) *3			kPa	65.8	
	Max Operating Pressure			kPa	588	
	Rated Water Flow			L/sec	3.05	
				m <sup>3</sup> /hr	11.0	
Water Retention Volume			L	47		
Cooling Water	Heat Rejection			kW	170.8	
	Cooling Water Temperature	Inlet	°C	31.0		
		Outlet	°C	35.0		
	Abs.&Cond.Pressure Loss(Max) *3			kPa	45.3	
	Max Operating Pressure			kPa	588	
	Rated Water Flow			L/sec	10.2	
				m <sup>3</sup> /hr	36.7	
Water Retention Volume			L	125		
Heat Medium	Heat Input			kW	100	
	Heat Medium Temperature	Inlet	°C	88		
		Outlet	°C	83		
	Inlet Limit			°C	70 - 95	
	Generator. Pressure Loss(Max) *3			kPa	46.4	
	Max Operating Pressure			kPa	588	
	Rated Water Flow			L/sec	4.8	
				m <sup>3</sup> /hr	17.3	
Water Retention Volume			L	54		
Electrical	Power Source			400V 50Hz 3ph.		
	Consumption *1			W	260	
Control				On - Off		
Dimension	Width			mm	1,064 ( 1,159 )	
	Depth			mm	1,304	
	Height *2			mm	2,010 ( 2,116 )	
Piping	Chilled Water			A	50	
	Cooling Water			A	50	
	Heat Medium			A	50	
Weight	Dry Weight			kg	930	
	Operating Weight			kg	1,155	

\*1. Power consumption of Chiller Only. (excluding recirculating pumps and cooling tower fan)

\*2. Dimension in ( ) include fixed plate and eye bolt.

\*3. Specification are subject to change without prior notice.

\*. The table shows standard operating condition ( i.e. 88 °C heat medium inlet temperature)



## 10.3 Τεχνικά Χαρακτηριστικά Ψύκτη Απορρόφησης Διπλού Σταδίου

### Sakura CHP005

## Double Effect Exhaust Gas Driven Absorption Machine

### Performance Data

**CHP Series** (Double Effect Exhaust Gas Driven Type 50~400RT)

Model		Unit	CHP005	CHP006	CHP007	CHP008	CHP010	CHP012	CHP015	CHP018	CHP021	CHP024	CHP028	CHP032	CHP036	CHP040		
Cooling Capacity	υαΡΤ		50	60	70	80	100	120	150	180	210	240	280	320	360	400		
	KW		176	211	246	281	351	422	527	633	738	844	984	1125	1265	1406		
Chilled Water	Inlet Temp/Outlet Temp.	°C	12 / 7															
	Flow rate	m <sup>3</sup> /h	30,2	36,3	42,3	48,4	60,5	72,6	90,7	109	127	145	169	194	218	242		
	P. Drop	mAq	4,0	3,7	6,2	5,6	4,8	5,1	6,6	7,0	6,4	6,3	4,6	4,5	5,0	5,1		
	Connection	mm	80				100				125				150			
Cooling Water	Inlet Temp/Outlet Temp.	°C	32 / 37,5															
	Flow rate	m <sup>3</sup> /h	50	60	70	80	100	120	150	180	210	240	280	320	360	400		
	P. Drop	mAq	7,0	6,1	10,2	9,6	11,1	11,3	11,5	11,8	11,8	12,1	11,2	10,7	11,1	10,8		
	Connection	mm	100				125				150				200			
Heating Capacity	Mcal/h		142	170	198	227	283	340	425	510	595	680	793	906	1019	1133		
	KW		165	197	230	263	329	395	494	592	691	790	922	1053	1185	1317		
Hot Water	Inlet Temp/Outlet Temp.	°C	55,3 / 60															
	Flow rate	ton/h	30	36	42	48	60,5	72,6	90,7	109	127	145	169	194	218	242		
	P. Drop	mAq	4,0	3,7	6,2	5,6	4,8	5,1	6,6	7,0	6,4	6,3	4,6	4,5	5,0	5,1		
	Connection	mm	80				100				125				150			
Exhaust Gas	Flow rate	kg/sec	0,439	0,527	0,615	0,703	0,88	1,05	1,32	1,58	1,84	2,11	2,46	2,81	3,16	3,51		
	Temp.	Cooling	°C 450 / 165															
		Heating	°C 450 / 125															
	Pressure Drop	mmAq	58	58	74	71	77	82	79	92	97	113	129	131	123	131		
	Inlet Conn.	mm-mm	782*291	782*330	782*367	782*408	922*408	922*486	922*603	922*642	922*681	922*681	922*798	922*876	1376*720	1376*759		
	Outlet Conn.	mm	300				400				500				600			
	Diverter Valve	mm	300				400				500				600			
Electric	Power source	KW	3φ 400V 50Hz															
	Abs. Pump	KW (Δ)	1,5 (5,5)				2,0 (6,4)				2,4 (6,9)				3,2 (9,0)			
	Ref. Pump	KW (Δ)	0,2 (1,0)				0,3 (1,2)				0,4 (1,4)							
	Purge Pump	KW (Δ)	0,4 (1,4)															
	Sealing Blower	KW (Δ)	0,4 (2,5)															
	Control Panel	KW (Δ)	0,2 (0,5)															
	Amp.(400Vac)	A	10,8				11,9				12,6				14,7			
Size	Length (L)	mm	2100		2600		2638		3680		3717		4742		4872			
	Width (W)	mm	1683	1722	1761	1800	1857	1925	2052	2091	2194	2194	2310	2349	2349	2349		
	Height (H)	mm	1800				2090				2147				2399			
Weight	Rigging	ton	3,0	3,2	3,7	3,9	5,0	5,3	6,4	6,8	7,9	8,5	9,8	10,3	12,8	13,2		
	Operation	ton	3,2	3,5	4,0	4,3	5,4	5,8	7,0	7,4	8,6	9,3	10,7	11,3	14,0	14,6		

#### Note

- Working pressure of each water side is based on 1,0MPa (150psig).
- Lowest outlet temperature of chilled water is 5°C and 18°C for cooling water.
- Controllable cooling capacity range shall be 25~100% as a standard condition and 0~100% as an option.
- Each water flow can be adjusted within 50~120%.
- Fouling factor 0,0001m<sup>2</sup>·h·°C/kcal for Absorber and Condenser, 0,0001m<sup>2</sup>·h·°C/kcal for Evaporator and Generator.
- 79°C of hot-water temperature is possible as an option.

10.4 Τύποι υπολογισμού κόστους αγοράς συσκευών συμπαραγωγής από θερμοοικονομική ανάλυση Adrian Bejan, George Tsatsaronis, Michael Moran, Thermal design and optimization / New York : John Wiley and Sons, c1996

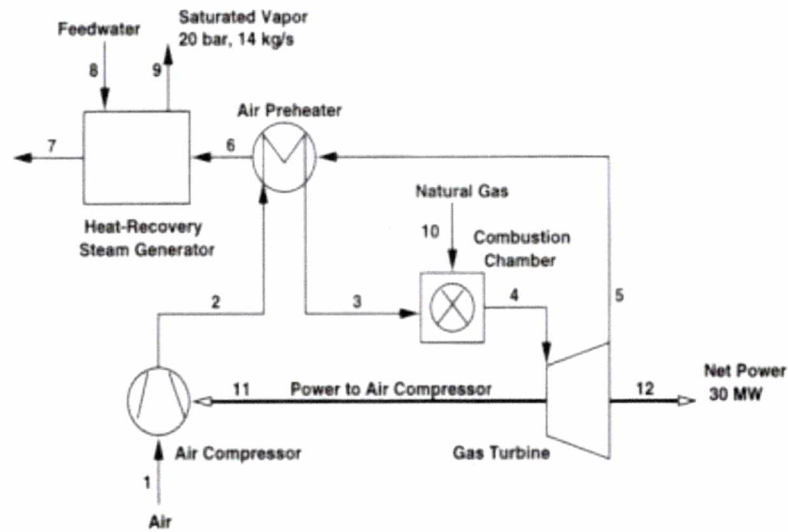


Table B.1 Equations for calculating the purchased-equipment costs (PEC) for the components of the cogeneration system case study.\*

Compressor	$PEC_{ac} = \left( \frac{C_1 \dot{m}_g}{C_{12} - \eta_{ac}} \right) \left( \frac{p_2}{p_1} \right) \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)$
Combustion chamber	$PEC_{cc} = \left( \frac{C_2 \dot{m}_g}{C_{22} - \frac{p_4}{p_3}} \right) [1 + \exp(C_{23} T_4 - C_{24})]$
Turbine	$PEC_{gt} = \left( \frac{C_3 \dot{m}_g}{C_{32} - \eta_{gt}} \right) \ln \left( \frac{p_4}{p_5} \right) \times [1 + \exp(C_{33} T_4 - C_{34})]$

\*In the design of thermal systems, cost functions such as these are usually not available. Thus, in the discussions of thermoeconomic evaluation (Section 8.3) and iterative optimization (Section 9.6) we recognize that after each design modification the new purchased-equipment costs would be calculated by a cost engineer. For simplicity of presentation, however, we assume that the cost values provided by the cost engineer are in full agreement with the corresponding values calculated from the cost functions and constants in Tables B.1 and B.2.

\*Source: A. Valero, et al., "CGAM Problem: Definition and Conventional Solution," *Energy—Int. J.*, Vol. 19, 1994, pp. 268–279.

Table B.1 (continued)

Air preheater	$PEC_{\text{aph}} = C_{41} \left( \frac{\dot{m}_a (h_5 - h_6)}{U \Delta T_{\text{lm,aph}}} \right)^{0.8}$
Heat-recovery steam generator	$PEC_{\text{hrsg}} = C_{51} \left[ \left( \frac{\dot{Q}_{\text{ec}}}{\Delta T_{\text{lm,ec}}} \right)^{0.8} + \left( \frac{\dot{Q}_{\text{ev}}}{\Delta T_{\text{lm,ev}}} \right)^{0.8} \right] + C_{52} \dot{m}_{\text{st}} + C_{53} \dot{m}_g^{1.2}$

$\dot{m}_a$ ,  $\dot{m}_g$ ,  $\dot{m}_a$  are the mass flow rates of air, gas, and steam, respectively;  $\eta_c$  and  $\eta_t$  are the isentropic compressor and turbine efficiency, respectively;  $h_5$  and  $h_6$  are the specific enthalpies of streams 5 and 6;  $\Delta T_{\text{lm}}$  denotes a log mean temperature difference;  $\dot{Q}_{\text{ec}}$  and  $\dot{Q}_{\text{ev}}$  represent the rates of heat transfer in the economizer and evaporator, respectively.

Table B.2 Constants used in the equations of Table B.1 for the purchase cost of the components

Compressor	$C_{11} = 71.10 \text{ } \$/(\text{kg/s}), \quad C_{12} = 0.9$
Combustion chamber	$C_{21} = 46.08 \text{ } \$/(\text{kg/s}), \quad C_{22} = 0.995$ $C_{23} = 0.018 \text{ } (\text{K}^{-1}), \quad C_{24} = 26.4$
Gas turbine	$C_{31} = 479.34 \text{ } \$/(\text{kg/s}), \quad C_{32} = 0.92$ $C_{33} = 0.036 \text{ } (\text{K}^{-1}), \quad C_{34} = 54.4$
Air preheater	$C_{41} = 4122 \text{ } \$/(\text{m}^2), \quad U = 18 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Heat-recovery steam generator	$C_{51} = 6570 \text{ } \$/(\text{kW/K})^{0.8}$ $C_{52} = 21276 \text{ } \$/(\text{kg/s})$ $C_{53} = 1184.4 \text{ } \$/(\text{kg/s})^{1.2}$

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ



004000124082

